



Stockage thermique de protection à chaleur latente intégré à un récepteur solaire à air pressurisé

David Verdier-Gorcias

► To cite this version:

David Verdier-Gorcias. Stockage thermique de protection à chaleur latente intégré à un récepteur solaire à air pressurisé. Energie électrique. Université de Perpignan, 2016. Français. NNT : 2016PERP0003 . tel-01315613

HAL Id: tel-01315613

<https://theses.hal.science/tel-01315613>

Submitted on 13 May 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivrée par
UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale 305
ENERGIE et ENVIRONNEMENT

Et des unités de recherche
PROMES CNRS (UPR 8521) et EDF R&D

Spécialité :
Energétique et Génie des Procédés

Présentée par
David VERDIER-GORCIAS

**STOCKAGE THERMIQUE DE PROTECTION
A CHALEUR LATENTE
INTEGRE A UN RECEPTEUR SOLAIRE A AIR PRESSURISE**

Soutenue le 29 Janvier 2016 devant le jury composé de

M. Christian CRISTOFARI, Professeur, université de Corse
M. Jean-Pierre BEDECARRATS, Professeur, université de Pau
Mme Lingai LUO, Directrice de Recherche CNRS, université de Nantes
M. Frédéric SIROS, Ingénieur de Recherche, EDF R&D, Clamart
M. Gilles FLAMANT, Directeur du laboratoire PROMES-CNRS
M. Alain FERRIERE, Chargé de Recherche CNRS, université de Perpignan
M. Quentin FALCOZ, Maître de Conférences, université de Perpignan

Rapporteur
Rapporteur
Examinatrice
Invité
Directeur de thèse
Co-Directeur de thèse
Co-Directeur de thèse

Remerciements

Je remercie toutes les personnes sans qui ce travail de recherche n'aurait pas eu lieu. Je remercie en particulier à Frédéric Siros, chercheur à EDF R&D dont le financement a rendu possible cette thèse en convention CIFRE avec l'ANRT. Je remercie également Gilles Flamant, directeur du laboratoire PROMES-CNRS, qui m'a accueilli dans le prestigieux Grand Four Solaire d'Odeillo, et bien sûr Alain Ferrière et Quentin Falcoz qui sont à l'origine de mon envie de poursuivre mes études d'ingénieur en doctorat. Leur encadrement et leurs conseils ont été d'une aide précieuse.

Je remercie les membres du Jury de thèse, Mme Lingai Luo, M. Jean-Pierre Bédécarrats, et M. Christian Cristofari, d'avoir relu et corrigé mon travail, de s'être déplacé de loin pour encadrer ma soutenance de thèse, et de leur remarques constructives.

Je tiens à remercier l'ensemble du personnel permanent et non permanent du laboratoire PROMES à Odeillo et Perpignan. Laurent Lestrade, Jean-Marc Bienfait, Olivier Bertelot, Olivier Prevost, Marc Garrabos, Christelle Ferrière, Daniel Gauthier, Gabriel Olalde, Alexis Vossier, Eric Bèche, Emmanuel Guillot, Marie Prouteau, Sylvie Payre, Didier Rives, Renée Lestrade, Thierry Talbert, Thomas Fasquelle, Mathieu Coquand, Cédric Leray, Hadrien Benoit, Florent Larrouturnou, Florent Lecat, Morgane Bellec, Yann Volut et Sébastien Mey-Cloutier, vous avez tous contribué au très bon déroulement de ces trois années de thèse.

Un travail quel qu'il soit n'est rien sans des à-côtés extraordinaires. Je remercie mes camarades sportifs, Éric, Jeff, Mathieu, Romain, Tristan, Elodie, Astrid, Rodolphe et tant d'autres, avec qui j'ai passé des moments inoubliables. Ils ont considérablement influé sur mon bon état d'esprit durant la thèse et pour longtemps encore je l'espère.

Enfin, j'ai une pensée toute particulière à adresser à mes parents, Gilles et Caroline, mes grands-parents, René et Jacqueline, ainsi qu'à ma sœur Charlotte, présents lors de ma soutenance. Ils m'ont encouragé tout au long de mes études. Ils ont su me guider jusqu'au doctorat. Je ne les remercierai jamais assez.

A mes parents, Gilles et Caroline.

Sommaire général

Introduction générale.....	X
Chapitre 1 : Conception avancée du récepteur solaire à air pressurisé Mini-Pégase.....	1
1 Le projet Pégase	4
1.1 Contexte énergétique, développement du solaire concentré à tour	4
1.2 La centrale solaire à tour de Thémis.....	6
2 Le récepteur solaire pilote Mini-Pégase.....	9
2.1 Conception générale du récepteur	9
2.2 Caractérisation expérimentale d'un module absorbeur (mai 2011)	11
3 Conception avancée du module absorbeur solaire par simulation numérique 3D	18
3.1 Réduction des pertes de charges du module absorbeur	18
3.2 Alimentation de l'air par l'arrière du module absorbeur	24
Chapitre 2 : Problématique du stockage thermique associé au récepteur solaire	31
1 Problématique de la thèse : la protection thermique du récepteur.....	34
1.1 Les dégradations subies par le récepteur solaire	34
1.2 Le stockage thermique de courte durée associé à l'absorbeur solaire	35
1.3 Plan d'actions de la thèse pour répondre à la problématique	36
2 Le stockage de la chaleur	37
2.1 La chaleur sensible.....	37
2.2 Principe de stockage par chaleur latente	38
2.3 Conception d'un système de stockage thermique à chaleur latente	39
3 Matériaux à changement de phase pour le stockage latent.....	41
3.1 Comment choisit-on un matériau à changement de phase ?	41
3.2 Utilisation des matériaux à changement de phase	42
3.3 Identification des matériaux à changement de phase	43
4 Intensification des transferts de chaleur au sein d'un PCM.....	53
4.1 Intensification par ajout de graphite	53
4.2 Intensification par encapsulation	53
4.3 Intensification par ajout d'une structure métallique	55
Chapitre 3 : Modélisation numérique du stockage à chaleur latente.....	61
1 Modélisation du changement d'état d'un PCM	64
1.1 La conduction de la chaleur	64
1.2 Le changement d'état solide-liquide avec l'équation de la chaleur	64
1.3 La convection naturelle.....	66
1.4 Couplage des équations et algorithme de résolution.....	67

2	Modélisation du stockage à chaleur latente	69
2.1	Continuité numérique des propriétés thermophysiques	69
2.2	Implémentation du modèle physique	70
2.3	Représentation géométrique du stockage thermique	71
2.4	Conditions initiales et aux limites du modèle transitoire 2D du TES	72
2.5	Maillage de la représentation géométrique	73
3	Comparaison du modèle du stockage thermique avec la littérature	75
3.1	Définition de critères de comparaison	75
3.2	Comparaison du modèle avec des résultats publiés	76
4	Sélection d'une représentation pour le stockage à structure en nid d'abeilles	78
4.1	Introduction de deux représentations possibles	78
4.2	Comparaison des deux représentations durant la charge	80
4.3	Comparaison des deux représentations durant la décharge	83
5	Etude paramétrique du modèle du stockage thermique (modèle monotube)	86
5.1	Paramètres étudiés	86
5.2	Résultats de l'étude paramétrique	86
Chapitre 4 : Approche expérimentale du stockage à chaleur latente		93
1	Première approche expérimentale du stockage à chaleur latente	97
1.1	Dimensionnement du banc expérimental de première approche	97
1.2	Résultats expérimentaux à basse température (paraffine 53°C)	103
1.3	Résultats expérimentaux à haute température	114
2	Conception du stockage thermique à haute température	115
2.1	Conception du banc d'essai	115
2.2	Efficacité énergétique du TES en restitution de chaleur	118
2.3	Fonctionnement du banc d'essai	123
2.4	Protocole d'exploitation du banc d'essai	126
3	Résultats expérimentaux du banc d'essai à structure en nid d'abeilles	128
3.1	Analyse thermique en régime permanent	128
3.2	Analyse thermique en régime transitoire	130
Chapitre 5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux		149
1	Rappel des équations physiques du modèle du TES	152
2	Modèle et comportement du TES à basse température, 20 – 90°C	153
2.1	Rappel sur les expériences retenues	153
2.2	Chauffage du banc expérimental	153
2.3	Refroidissement du banc expérimental	159
3	Modèle et comportement du TES à haute température, 600–800°C	164

3.1	Rappel sur les expériences retenues	164
3.2	Chauffage du banc d'essai	164
3.3	Refroidissement du banc d'essai	171
3.4	Importance du contact entre la sole et les tubes (effet d'ailette).....	185
3.5	Simulation d'un comportement équivalent du TES.....	190
Chapitre 6 : Approche conceptuelle du récepteur-stockeur.....		197
1	Modélisation thermique simple de l'absorbeur solaire	200
1.1	Modèle simple de l'absorbeur	200
1.1	Equations mathématiques.....	201
1.2	Implémentation du modèle	202
1.3	Comportement de l'absorbeur sans stockage avec flux solaire	203
1.4	Comportement de l'absorbeur sans stockage en l'absence de flux solaire	205
2	Modélisation thermique simple de l'absorbeur-stockeur	207
2.1	Modèle simple de l'absorbeur-stockeur.....	207
2.2	Equations mathématiques.....	208
2.3	Implémentation du modèle	209
2.4	Comportement de l'absorbeur-stockeur avec ensoleillement.....	209
2.5	Comportement de l'absorbeur-stockeur en l'absence de flux solaire	211
3	Feuille de route pour le dimensionnement échelle 1 de l'absorbeur-stockeur.....	214
Conclusion générale		219
Annexes		225
1	Définition des nombres adimensionnels.....	226
2	Plan du module absorbeur Mini-Pégase (75 tubes) alimenté par l'arrière.....	227
3	Plan de l'insert hélicoïdal	230
4	Caractérisation thermique de la fusion de la paraffine	231
5	Liste des expériences à basse température (paraffine)	233
6	Liste des expériences à haute température (Li_2CO_3).....	234
7	Plan du banc d'essai de stockage à chaleur latente (nid d'abeilles)	236
8	Masses mises en jeu dans le banc d'essai	237
Liste des Figures et Tableaux.....		238

Avertissements



Le lecteur est mis en garde à propos de l'utilisation régulière de certains termes.

Dans le domaine de l'énergie solaire, il est souvent question de basses et hautes températures, de 0 à 3000°C. Selon la thématique, chaque auteur utilise ces qualificatifs différemment. Afin d'éviter toute confusion, nous parlerons de **basses températures** si la température est inférieure à 100°C et de **hautes températures** au-delà. La température la plus élevée traitée est d'environ 800°C pour le stockage de chaleur et de 950°C ponctuellement pour l'absorbeur solaire.

Le terme **récepteur** désigne l'élément placé au sommet de la centrale solaire à tour composé de l'absorbeur et de la tuyauterie pour le passage du fluide caloporteur. Le terme **absorbeur** désigne l'élément où se réalise la conversion du rayonnement solaire en chaleur.

Il est question de **tubes** à plusieurs reprises dans le mémoire. Dans le chapitre 1, il s'agit de **conduits** ou (canaux) permettant la circulation de l'air à travers l'absorbeur. Dans les chapitres 4, 5 et 6, il s'agit de **compartiments** dans lequel le matériau de stockage est inséré.

Les acronymes **TES** (Thermal Energy Storage) pour décrire le système de stockage et **PCM** (Phase Change Material) pour désigner le matériau à changement de phase sont très souvent utilisés.

Le terme **phase** du matériau correspond à **l'état de la matière**. Il peut s'agir d'un gaz, mais il sera le plus souvent question soit de solide soit de liquide.

On distinguera par ailleurs deux étapes dans l'utilisation du stockage thermique :

- Le **chauffage** du banc d'essai correspond à la **charge** du TES et à la **fusion** du PCM ;
- Le **refroidissement** du banc d'essai correspond à la **décharge** du TES et à la **solidification** du PCM.

Nomenclature

Symboles latins :

Cp	J/(kg.K)	Capacité calorifique massique
d _h	m	Diamètre hydraulique (tube avec insert)
d	m	Diamètre intérieur (tube, conduit, cuve)
D	m	Diamètre extérieur (tube, conduit, cuve)
e	m	Epaisseur, distance
E	J	Energie
f	-	Coefficient de frottement (Fanning)
f _L	-	Fraction de PCM liquide
F	kg/(m ² .s ²)	Terme source de Force (équations de Navier-Stokes)
g	m/s ²	Constante de la pesanteur (Terre)
h	J/m ³ ou J/kg	Enthalpie volumique ou massique
h	W/(m ² .K)	Coefficient d'échange convectif (local, global ou ambiant)
H	m	Longueur pour la rotation de l'insert hélicoïdal (180°)
H	m	Hauteur
k	W/(m.K)	Conductivité thermique
k	m ² /s ²	Energie cinétique turbulente (modèle k-ε)
L	J/kg	Chaleur latente (fusion / solidification)
m	kg	Masse
ṁ	kg/s	Débit massique
M	g/mol	Masse molaire
n	-	Nombre de rangées de tubes dans le module absorbeur
N	-	Nombre de conduits pour le refroidissement
Nu	-	Nombre de Nusselt
Pr	-	Nombre de Prandtl
p	Pa	Pression
P	W	Puissance (électrique ou thermique)
Q	W/m ³	Terme source (équation de la chaleur)
r	m	Rayon intérieur (tube, conduit, cuve)
R	m	Rayon extérieur (tube, conduit, cuve)
R	m	Longueur caractéristique
Ra	-	Nombre de Rayleigh
Re	-	Nombre de Reynolds
s	J/(m ³ .K)	Entropie volumique de changement d'état du PCM
S	m ²	Surface
t	s	Temps
T	K ou °C	Température (fusion, max, min, initiale, etc...)
u	m/s	Vitesse
U	V	Tension
V	m ³	Volume
x	-	Inconnue d'une équation ou variable d'une fonction
y	-	Paramètre de l'insert hélicoïdal

Symboles grecs :

α	K^{-1}	Coefficient d'expansion volumique
β	K^{-1}	Constante (modèle de changement d'état)
δ	s	Coefficient d'échelle de temps (modèle phase-field)
δ	m	Epaisseur de l'insert hélicoïdal
ε	-	Emissivité
ε	m^2/s^3	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (modèle k- ε)
ε	m	Epaisseur du front de fusion (modèle phase-field)
ξ	-	Erreur volontaire ajoutée (modèle de changement d'état)
η	-	Efficacité énergétique du TES (charge ou décharge)
σ	N.m	Tension de surface (modèle phase-field)
σ	$W/m^2.K^4$	Constante de Stefan-Boltzmann
ρ	kg/m^3	Masse volumique
φ	W/m^2	Densité de flux
ϕ	-	Paramètre de phase (modèle phase-field)
τ	s	Temps ou durée caractéristique du TES (charge ou décharge)
τ	-	Taux massique ou volumique de PCM dans le TES
μ	Pa.s	Viscosité dynamique

Acronymes

Acronymes scientifiques :

CAO	Conception Assistée par Ordinateur
CN	Convection Naturelle
CRS	Central Receiver System (Tower solar power plant)
CSP	Concentrated Solar Power
DTML	Différence de temperature moyenne logarithmique de l'air
HSGT	Hybridized Solar Gas Turbine
LCOE	Levelized Cost Of Electricity
PCM	Phase Change Material
TES	Thermal Energy Storage
TC	Thermocouple (mesure de la température)

Organismes :

ADEME	Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie
ANRT	Agence Nationale de la Recherche et de la Technologie
CEA	Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives
CIFRE	Convention Industrielle de Formation par la Recherche
CNRS	Centre National de la Recherche Scientifique
EDF	Electricité de France
IRENA	International Renewable Energy Agency
LITEN	Laboratoire d'Innovation des Technologies pour les Energies Nouvelles
MESR	Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
PROMES	Laboratoire Procédés Matériaux et Energie Solaire
UPVD	Université de Perpignan Via Domitia

Introduction générale

Les ressources énergétiques conventionnelles s'épuisent. En moins de 200 ans, l'homme a exploité une grande partie de ce que la Terre a enfoui durant des millions d'années. Les conséquences sont désastreuses et le monde en prend conscience. L'énergie qui nous parvient du Soleil, notre puissante étoile, est inépuisable et propre. Il est urgent de l'appivoiser afin de réduire notre empreinte écologique sur la planète. La concentration du rayonnement solaire est une filière d'avenir. La recherche sur les centrales solaires thermodynamiques promet d'atteindre de très hauts rendements de conversion du rayonnement en chaleur puis en électricité. Le projet Pégase est l'un de ces projets d'avenir, il est présenté dans le chapitre 1. Le dimensionnement et l'optimisation du récepteur solaire, refroidi par air sous pression et permettant la conversion du rayonnement en chaleur, est abordé. En conditions normales de fonctionnement, il chauffe l'air de 350 à 750°C.

Lorsque le soleil est alternativement voilé par des passages nuageux, le récepteur solaire subit d'intenses chocs thermiques. Ces variations brutales de la température réduisent sa durée de vie. Un stockage de chaleur intégré au récepteur est conçu afin de réduire l'intensité des chocs thermiques et de maintenir l'air à la sortie du récepteur à un niveau de température élevé après 15 minutes sans ensoleillement. La problématique du stockage de la chaleur et de l'intensification des transferts de chaleur sont traitées au chapitre 2. Les matériaux à changement de phase (PCM) répondant à la problématique sont étudiés. La structure en nid d'abeilles couplée au PCM améliore les transferts de chaleur.

Afin d'orienter la conception du stockage de chaleur, le recours à la modélisation numérique est inévitable. Le modèle est présenté au cours du chapitre 3. Une pré-validation de ce modèle est introduite par comparaison avec des résultats déjà publiés. Les nombreuses similitudes confirment que le modèle est représentatif de la physique du changement d'état. La meilleure façon de représenter simplement la structure complexe du nid d'abeilles est recherchée.

Le chapitre 4 aborde la conception et l'expérimentation de deux bancs d'essais de stockage thermique à chaleur latente. Le premier banc est constitué d'une architecture à ailettes plates. Il est initialement conçu pour pouvoir fonctionner à deux niveaux de températures : en dessous de 100°C, et entre 600 et 800°C. Les résultats expérimentaux obtenus à basse température sont analysés tandis que ceux à haute température amènent à concevoir un deuxième banc d'essai. Le second banc d'essai est conçu avec une architecture de type nid d'abeilles et est prévu pour fonctionner uniquement à haute température. Les résultats obtenus sont analysés.

Le chapitre 5 est une analyse plus fine des résultats expérimentaux par comparaison avec les prédictions du modèle numérique. Les résultats sont comparés dans le cas de la charge et de la décharge du stockage thermique, à basse et à haute température. A la fin du chapitre 5, un comportement équivalent du stockage thermique à chaleur latente est mis en évidence dans le but de modéliser de façon très simple l'absorbeur doté de son unité de stockage thermique.

Les résultats du modèle simple de l'absorbeur-stockeur sont présentés au chapitre 6. L'amélioration de l'inertie thermique de l'absorbeur est démontrée en observant la décroissance de la température de l'air. Une feuille de route pour le dimensionnement de l'absorbeur-stockeur est présentée à la fin du chapitre 6.

Chapitre 1 : Conception avancée du récepteur solaire à air pressurisé Mini-Pégase

Sommaire

1	Le projet Pégase	4
1.1	Contexte énergétique, développement du solaire concentré à tour	4
1.2	La centrale solaire à tour de Thémis	6
1.2.1	Le champ d'héliostats	6
1.2.2	La tour	7
1.2.3	Le projet Pégase, technique HSGT	7
2	Le récepteur solaire pilote Mini-Pégase	9
2.1	Conception générale du récepteur	9
2.2	Caractérisation expérimentale d'un module absorbeur (mai 2011)	11
2.2.1	Résultats expérimentaux hydrauliques (frottement)	12
2.2.2	Résultats expérimentaux thermiques (échange avec l'air)	14
3	Conception avancée du module absorbeur solaire par simulation numérique 3D	18
3.1	Réduction des pertes de charges du module absorbeur	18
3.1.1	Modèle numérique 3D du module absorbeur	18
3.1.1.1	Ecoulement et transfert en régime permanent	18
3.1.1.2	Géométrie 3D associée	19
3.1.1.3	Propriétés thermophysiques de l'air, du cuivre et de l'inconel	20
3.1.1.4	Conditions limites	21
3.1.2	Résultats, augmentation du nombre de conduits pour le passage de l'air	21
3.2	Alimentation de l'air par l'arrière du module absorbeur	24
3.2.1	Modèle numérique 3D	24
3.2.1.1	Evolution de la géométrie 3D associée	24
3.2.1.2	Conditions limites	25
3.2.2	Résultats obtenus	26

Introduction

Le premier chapitre de ce mémoire situe la thèse dans son contexte technique : les centrales solaires à concentration et le projet Pégase¹.

Une centrale solaire à concentration est dite thermodynamique. En effet, la chaleur produite par la centrale solaire permet de produire de l'électricité à partir d'un cycle thermodynamique. Par rapport aux centrales conventionnelles utilisant l'uranium (nucléaire) ou des combustibles fossiles (gaz, charbon, fioul), la centrale solaire ne produit ni déchet, ni gaz à effet de serre. Si, dans la pratique, la technique est compliquée à mettre en œuvre, notamment à cause des hautes températures de fluide visées, elle a un principe de fonctionnement très simple. Un concentrateur solaire, composé de dizaines voire de milliers de miroirs (plans ou incurvés), est utilisé afin de focaliser les rayons du soleil vers un point ou une ligne focale. Il existe quatre grands types de centrales solaires à concentration : les linéaires à miroirs cylindro-paraboliques, les linéaires à miroirs de Fresnel, les dish, et les tours. Dans le cas des centrales solaires à tour, la concentration est réalisée en un point focal (surface) situé au sommet de la tour. Par rapport aux autres filières technologiques solaires, les centrales solaires à tour permettent de focaliser tout le rayonnement solaire sur une large surface avec des valeurs moyennes de facteurs de concentration élevées, autour de 1000. Cela signifie que la densité de flux surfacique peut atteindre 1000 kW/m² (1000 fois la densité de flux nominale du soleil). La concentration élevée permet d'envisager des températures très élevées de fluide (jusqu'à 1000°C) et d'atteindre de hauts rendements de conversion thermodynamique.

Au point focal au sommet de la tour, se trouve le récepteur solaire (on parle également de chaudière) qui convertit le rayonnement solaire concentré en chaleur. Le récepteur solaire est présenté comme l'élément clé de la conversion de l'énergie solaire en chaleur. Dans le cas qui nous intéresse ici, le récepteur solaire est composé de modules absorbeurs refroidis par une circulation d'air sous pression. Une optimisation de l'architecture de ces modules absorbeurs est menée avec deux principaux objectifs : la réduction des pertes de charges et l'alimentation de l'air en face arrière.

¹ PEGASE : Production d'électricité par turbine à gaz et énergie solaire

1 Le projet Pégase

1.1 Contexte énergétique, développement du solaire concentré à tour

Les premiers projets de centrales solaires à concentration (CSP) à tour ont vu le jour dans les années 80 en France et aux Etats-Unis. Trente ans plus tard, la filière technologique à tour, nommée CRS pour Central Receiver System, est utilisée dans des centrales de taille industrielle. La centrale Ivanpah a été inaugurée en 2013 avec une puissance de 377 MW électriques (environ un tiers de la capacité d'un réacteur nucléaire). L'ensemble des filières du solaire concentré cumule une capacité totale de 4,5 GW électriques dans le monde à la fin 2014, selon le site d'information spécialisé « CSP Today ». La moitié de cette capacité, 2,3 GW électriques, est installée dans l'Union Européenne et majoritairement en Espagne, selon le journal spécialisé Euroobserver (2015). Par rapport aux autres techniques de production électrique à partir de sources renouvelables, le CSP coûte encore cher comme le montre la Figure 1.1. La valeur du LCOE (Levelized Cost Of Electricity) est illustrée par filière renouvelable en 2010 et en 2014 (IRENA, janvier 2015). Le LCOE représente le coût normalisé en US\$/kWh de l'électricité générée sur la durée de fonctionnement retenue pour une centrale.

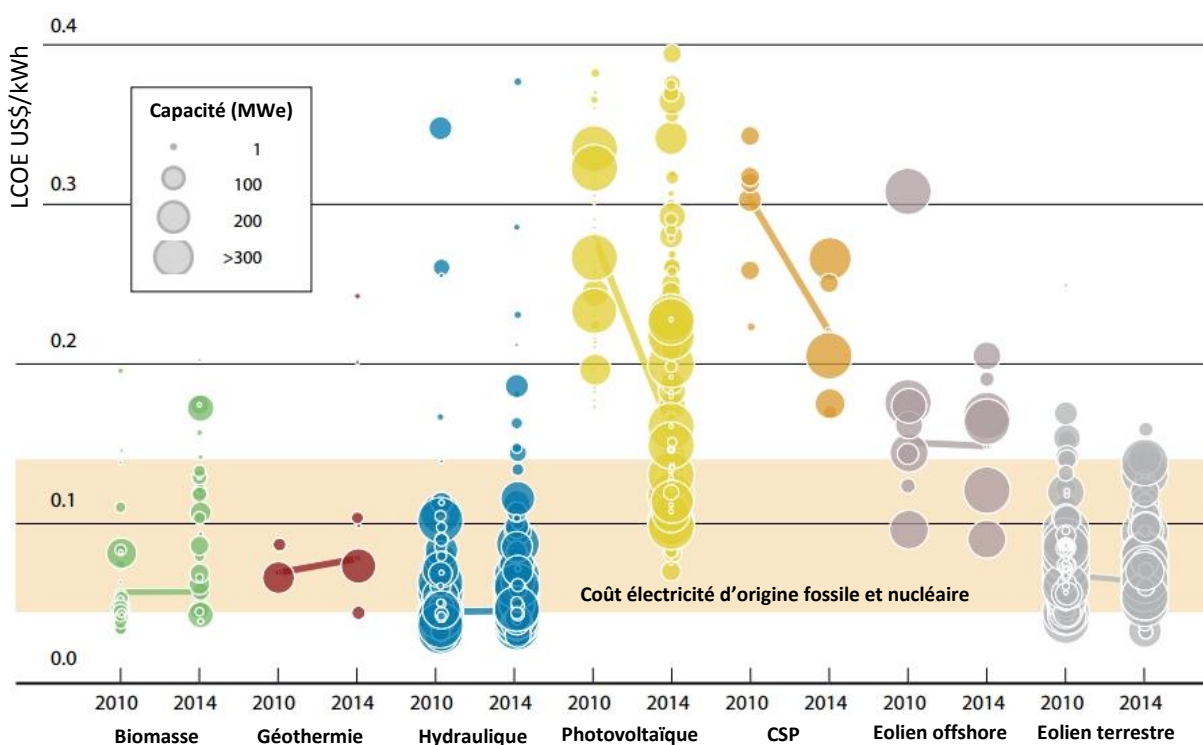


Figure 1.1. Coût de l'électricité produite par filière renouvelable en 2010 et en 2014 (source : IRENA, janvier 2015)

La Figure 1.1 montre qu'actuellement, le solaire concentré est une des filières dont la production d'électricité coûte le plus cher, entre 20 et 30 cUS\$/kWh. Les filières conventionnelles d'origine fossile et nucléaire permettent de produire l'électricité entre 5 et 14 cUS\$/kWh. Le principal concurrent du CSP est le photovoltaïque (PV). La technique PV, plus ancienne que le CSP, coûtait cher avant 2010 mais on constate que des efforts considérables ont été menés pour réduire les coûts aujourd'hui, notamment sur les projets de grande capacité (> 100 MW). Les mêmes efforts peuvent être envisagés pour le solaire concentré.

Plusieurs études économiques menées par Turchi *et al.* (2010), Kost *et al.* (Kost 2013), Avila-Marín *et al.* (Avila-Marín 2013), Hernández-Moro *et al.* (Hernández-Moro 2013) ou encore Lazard (Lazard 2014) montrent que la filière solaire concentré à tour sera compétitive avec la plupart des énergies renouvelables d'ici quelques années avec un coût inférieur à 10 cUS\$/kWh d'ici à 2020. Pour parvenir à cet objectif, les centrales CSP doivent être dotées d'un stockage thermique de grande capacité. Une partie de l'énergie solaire est stockée la journée afin de produire l'électricité lorsque le soleil n'est plus disponible. La centrale génère ainsi de l'électricité en continu. Le stockage de la chaleur de grande capacité est l'atout du CSP par rapport au photovoltaïque et à l'éolien, car le stockage direct de l'électricité est peu efficace aujourd'hui. Des efforts doivent aussi être menés pour réduire les coûts. La Figure 1.2 montre comment se répartissent ces coûts à l'investissement d'une centrale CSP à tour.

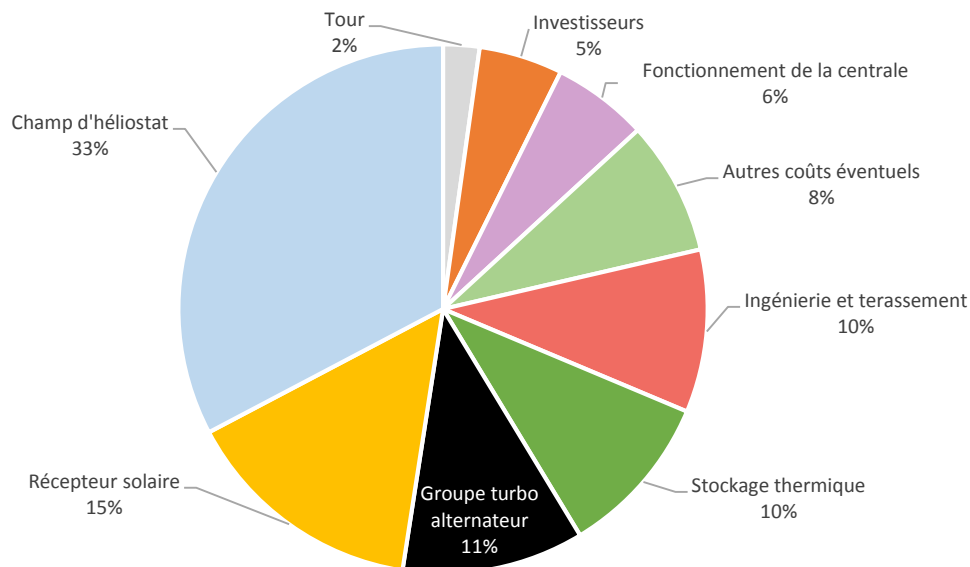


Figure 1.2. Répartition des coûts d'investissement d'une centrale solaire à tour avec stockage thermique (source : IRENA, juin 2012)

Les principales voies de réduction des coûts sont les suivantes (IRENA) :

- Le champ d'héliostats : la production en masse implique une réduction des coûts de fabrication des composants ;
- Le fluide de transfert : adapter les fluides, ou trouver de nouveaux fluides de transferts pour atteindre de plus hautes températures, afin d'améliorer les performances du cycle moteur ;
- Le stockage thermique : augmentation de la taille et de la température ;
- Le groupe turbo-alternateur : en s'appuyant sur les technologies existantes (conventionnelles, turbines à gaz), le coût du groupe peut être réduit.

Les centrales solaires à tour offrent des atouts de développement que l'on peut citer :

- La possibilité de placer les héliostats sans terrassement (simplement plantés dans le terrain), sans câbles si les héliostats sont autoalimentés (photovoltaïque) ;
- Le rendement de conversion élevé du rayonnement solaire en électricité ;
- Le stockage thermique de production à haute température de grande capacité (15h) ;
- La possibilité d'hybridation. Le terme hybride signifie : combinaison de l'énergie solaire concentrée avec l'énergie fossile, comme le gaz naturel, pour garantir la puissance en conservant des rendements de conversion élevés.

1.2 La centrale solaire à tour de Thémis

La centrale solaire à tour de Thémis (Targassonne, France) a été construite et expérimentée au début des années 80 en France (Figure 1.3). Thémis a prouvé la faisabilité de la filière solaire concentrée à tour avec l'utilisation de sels fondus comme fluide caloporteur et stockeur. La technique de la centrale Gemasolar en Espagne est identique à celle développée à Thémis. Le coût élevé de cette filière et les investissements dans le nucléaire ont néanmoins causé l'arrêt du développement du solaire concentré en France pendant 20 ans. Depuis 2006, le contexte énergétique ayant changé (production, consommation, pollution), de nouveaux investissements permettent à Thémis d'être le lieu du développement d'une nouvelle **technique hybride** utilisant l'**énergie solaire concentrée**.



Figure 1.3. La centrale à tour de Thémis en fonctionnement au début des années 80

Pour bien comprendre le fonctionnement d'une centrale solaire à tour, on la décompose en cinq principaux éléments. Le champ d'héliostats, la tour, le récepteur solaire, le stockage thermique de production et le groupe turbo-alternateur. Les paragraphes suivants présentent le champ d'héliostats et la tour de Thémis. Le récepteur sera abordé plus loin (§2) après présentation de la technique HSGT. Le stockage thermique sera le sujet principal du chapitre 2. Enfin, le groupe turbo-alternateur est, quant à lui, commun à tout type de centrale thermique conventionnelle (nucléaire, gaz, charbon, fioul) et n'est pas abordé ici.

1.2.1 Le champ d'héliostats

Le terme héliostat désigne un miroir plan ou légèrement incurvé qui suit le soleil au cours de la journée afin de réfléchir son rayonnement vers le récepteur de la centrale en haut de la tour. Le champ de Thémis comporte 200 héliostats. Les héliostats suivent la course du soleil en azimut et hauteur solaire grâce au *tracker* solaire (motorisation 2 axes pilotée automatiquement). La Figure 1.4 montre un héliostat (54 m²) du champ solaire de la centrale Thémis. Ces héliostats sont présents depuis la fin des années 70 et fonctionnent encore aujourd'hui. Une nouvelle qualification optique du champ a eu lieu entre 2006 et 2012 avec la remise en service de 107 héliostats. Le système de pilotage s'est modernisé avec des communications par ondes radios.

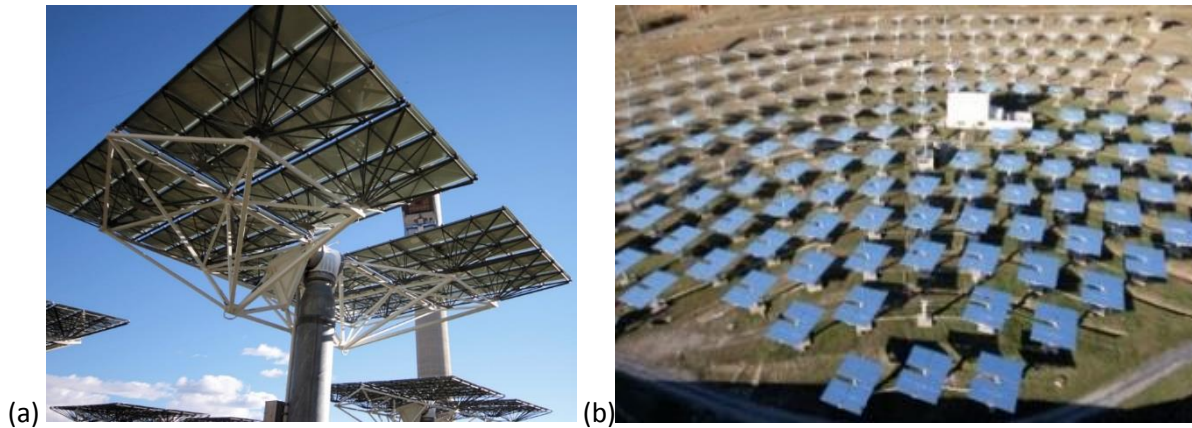


Figure 1.4. Héliostats du champ solaire de Thémis, (a) vue du sol et (b) vue de la tour

1.2.2 La tour

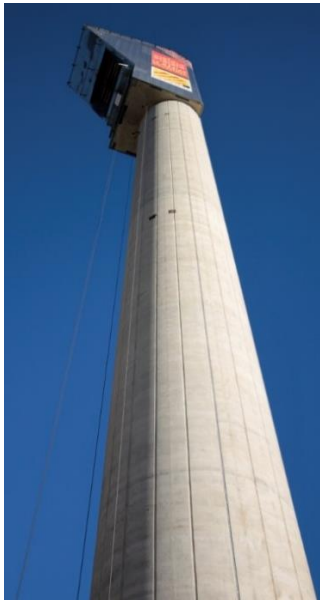


Figure 1.5. Tour solaire de Thémis

La tour solaire mesure en général une centaine de mètre de haut (Thémis 101 m, Figure 1.5). Il s'agit d'un compromis entre faisabilité de construction, masse du récepteur (plus de 10 tonnes), et puissance de la centrale. La tour sert à placer le récepteur à une hauteur optimale calculée selon la latitude du site, la puissance souhaitée de la centrale et la taille du champ d'héliostats. Sa conception doit prendre en compte la résistance au vent (structure en béton armé) ainsi que l'ombre générée sur le champ d'héliostat (structure en treillis). Par ailleurs l'aspect esthétique de la tour favorisera l'acceptation sociétale de toute la centrale. Par exemple la tour de la centrale Aora (Espagne, 30 m) est en forme de tulipe orange. Plus récemment, des projets multi-tours sont à l'étude avec des tours plus petites.

1.2.3 Le projet Pégase, technique HSGT

Dans un contexte d'amélioration du rendement thermodynamique des centrales solaires à tour, les chercheurs proposent de coupler l'usage de l'énergie solaire renouvelable avec l'énergie fossile. On parle alors d'hybridation. Dans le cadre de la **technique HSGT** (Hybrid Solar Gas Turbine), il est question de préchauffer de l'air à partir de l'énergie solaire concentrée au travers d'un récepteur, puis de chauffer cet air à plus haute température dans une chambre de combustion grâce à du gaz naturel. La technique HSGT apporte une nouveauté majeure dans le sens où les centrales solaires traditionnelles fonctionnent sur la base d'un cycle Rankine à vapeur. La technique HSGT a été initiée à l'échelle du MW électrique avec le projet Solugas mené par les espagnols d'Abengoa Solar (Quero *et al.* 2010) sur la plateforme PSA de la DLR. Quero et ses collègues présentent ainsi les résultats prometteurs d'expérimentations menées sur leur récepteur tubulaire. Leurs résultats montrent qu'il est possible d'élever la température de l'air de 500°C dans le récepteur avant de lui faire traverser la chambre de combustion. Le projet Pégase va plus loin en proposant une architecture modulaire au récepteur. Le projet Pégase est un projet de recherche PROMES-CNRS initié en 2006 et regroupant cinq entreprises et institutions publiques partenaires :

- EDF (Electricité de France) ;
- CEA-LITEN (Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives / Laboratoire d'Innovation des Technologies pour les Energies Nouvelles) ;
- ADEME (Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) ;
- MESR (Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche) ;
- CNRS (Centre National de la Recherche Scientifique).

Pégase est l'acronyme de « **Production d'électricité par turbine à gaz et énergie solaire** ». L'objectif du projet est de démontrer la faisabilité technique d'un cycle combiné hybride. Ce cycle est constitué de quatre principaux éléments :

- Un récepteur solaire à air pressurisé pour préchauffer de l'air de 300 à 750°C ;
- Une chambre de combustion pour chauffer l'air de 750°C à 1000°C ;
- Une turbine à gaz reliée à un groupe turbo-alternateur pour générer l'électricité par détente de l'air chaud ;
- L'air toujours chaud en sortie de turbine est ensuite utilisé pour vaporiser de l'eau dans un cycle Rankine classique qui ne présente pas de verrou technologique.

Ce projet vise à développer, installer et exploiter un démonstrateur de centrale solaire à tour d'une puissance de 3 600 kWth, comme le montre le schéma de principe général de la Figure 1.6.

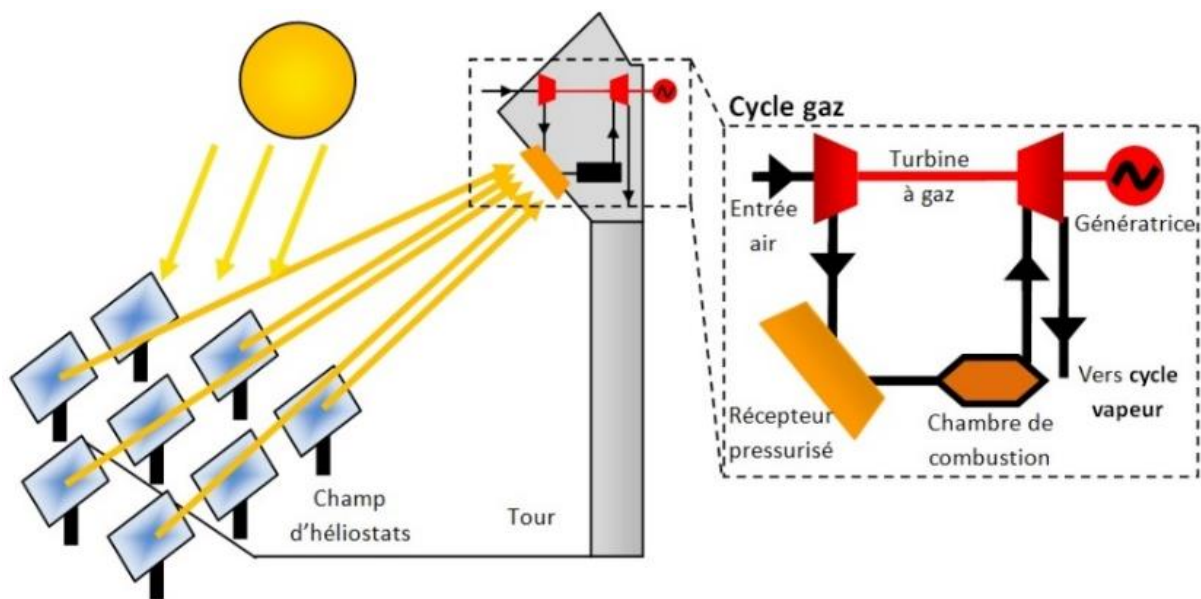


Figure 1.6. Schéma de principe du projet Pégase à Thémis

Dans le projet Pégase, l'un des problèmes majeurs est la conception du récepteur solaire composé de plusieurs modules répartis en deux étages et recevant des flux incidents allant de 100 à 500 kW/m².

Où en est le projet Pégase aujourd'hui ?

Le projet Pégase a débuté dès 2006 par la réhabilitation de la moitié du champ d'héliostats (107 exactement). Cette réhabilitation est passée par le remplacement de miroirs cassés, le réglage des miroirs un par un, le contrôle commande complet et le pilotage de l'ensemble du champ. Les thèses successives de M. Vrinat (2010) et B. Grange (2012), ont conduit à la conception du récepteur solaire.

2 Le récepteur solaire pilote Mini-Pégase

Une étape capitale du projet vise à valider expérimentalement la conception et la technique de fabrication du récepteur à une échelle pilote de 360 kW thermiques. Soit une puissance divisée par 10 par rapport à Pégase. Cette étape du projet est baptisée **Mini-Pégase**.

2.1 Conception générale du récepteur

Le récepteur solaire placé en haut de la tour est au cœur du fonctionnement de la centrale solaire. L'objectif du récepteur est de convertir le rayonnement solaire concentré en chaleur, et de transmettre cette chaleur à un fluide caloporteur. Le fluide caloporteur est de l'air sous pression. Il est composé de cuivre et d'inconel pour une surface totale de 1,44 m². Une qualification expérimentale au Grand Four Solaire d'Odeillo en 2012 a été menée sur une maquette d'un module absorbeur. Un résumé des résultats obtenus est présenté au §2.2 (page 11). Un autre objectif est d'expérimenter la succession de deux modules montés en série pour tester les performances thermiques de deux étages de flux. Plusieurs termes caractérisent les aspects innovants de ce récepteur : **métallique**, à cavité, **surfaccique**, multi-étagé, **modulaire**, pressurisé, tubulaire et alimenté par l'arrière.

L'absorbeur solaire est un échangeur de chaleur métallique : L'absorbeur est constitué essentiellement de cuivre (matériau choisi pour sa conductivité thermique très élevée). Pour protéger le cuivre de l'oxydation particulièrement active à haute température, il est enrobé d'inconel sur toutes les surfaces en contact avec de l'air. L'inconel absorbe le rayonnement solaire, la température du corps métallique augmente. L'absorbeur est traversé par de l'air qui s'échauffe au contact du métal. La température limite de fonctionnement de l'absorbeur est fixée à 950°C sur la surface éclairée.

Le récepteur est équipé d'une cavité : La configuration optique de la centrale solaire de Thémis et les hauts rendements de conversion solaire-thermique visés ont amené à équiper le récepteur d'une cavité. Cette cavité cubique est placée devant l'absorbeur. Elle a plusieurs objectifs : capter le rayonnement solaire concentré qui n'atteint pas directement l'absorbeur, limiter les pertes thermiques du récepteur par convection et rayonnement, et préchauffer l'air avant d'entrer dans l'absorbeur. La cavité est illustrée schématiquement et prise en photo sur la Figure 1.7.

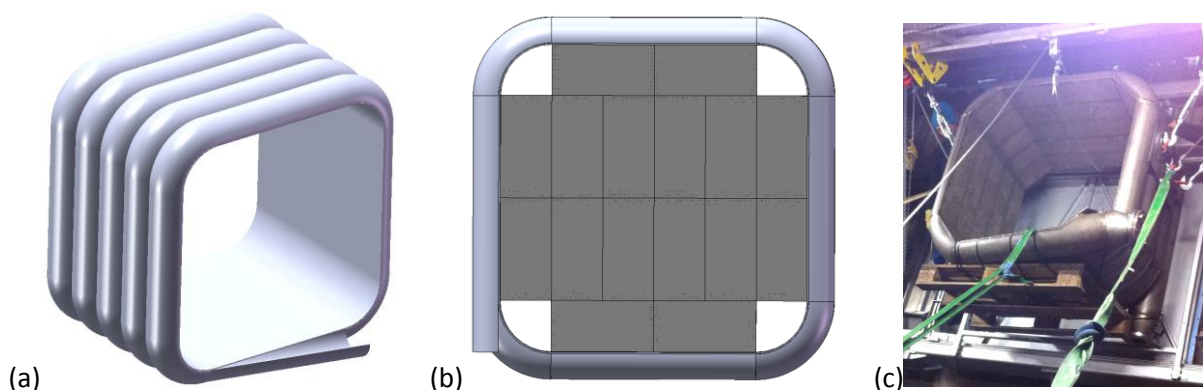


Figure 1.7. Cavité réceptrice placée devant le récepteur, (a) vue isométrique, (b) vue de face, et (c) photo de son installation

L'absorbeur est surfaccique : Il est entendu que la face avant correspond à la face éclairée du module absorbeur (soumise au flux solaire concentré) tandis que la face arrière est celle non éclairée et donc isolée thermiquement. L'absorbeur est dit surfaccique car les rayons solaires concentrés frappent sa face avant et ne pénètrent pas dans le volume des modules absorbeurs. La chaleur est transmise par conduction et convection au fluide caloporteur (air pressurisé).

Le récepteur est multi-étagé : La cavité refroidie par l'air constitue un premier étage de chauffage. L'absorbeur est divisé en deux étages montés en série. L'air sortant de la cavité circule d'abord dans le 1^{er} étage. Par un jeu de connections hydrauliques (Figure 1.11), l'air circule ensuite dans le 2^{ème} étage. Le 1^{er} étage au centre reçoit des flux solaires concentrés élevés de l'ordre de 400-600 kW/m². Le 2^{ème} étage en périphérie reçoit des flux solaires concentrés moins élevés de l'ordre de 100-300 kW/m². La Figure 1.8 schématise la situation et présente l'agencement des modules absorbeurs élémentaires.

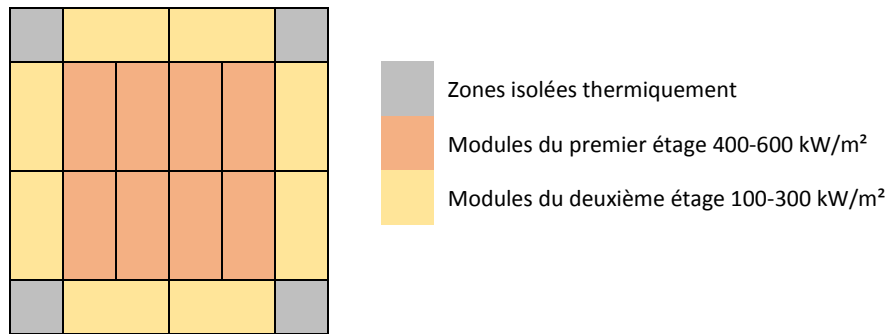


Figure 1.8. Schéma du récepteur multi-étagé, et non uniformité du flux solaire

L'absorbeur est modulaire : Il est composé de 8 modules élémentaires par étage, soit un total de 16 modules (Figure 1.9). Chaque module élémentaire est éclairé sur une surface mesurant 20 x 40 cm. Cette surface est appelée **face avant**. La chaleur est diffusée par conduction dans l'épaisseur du module de 5 cm selon la conception de B. Grange. Les dimensions exactes sont précisées en Annexe 2.

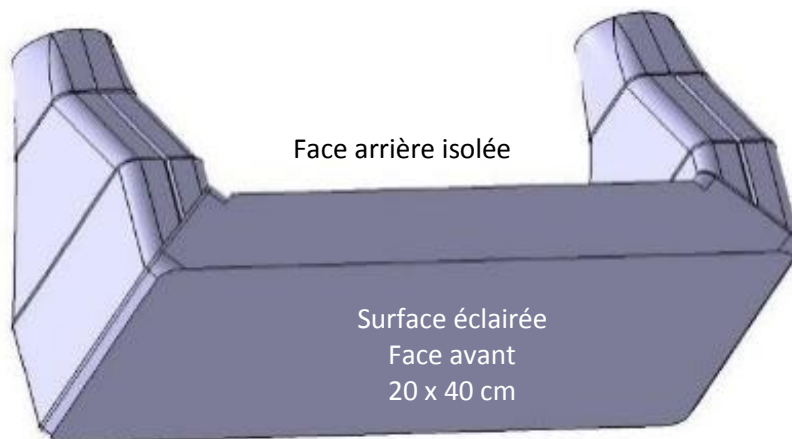


Figure 1.9. Vue d'ensemble du module absorbeur alimenté en air par l'arrière

Le récepteur est pressurisé : Le fluide caloporteur est de l'air sous pression. La pression de fonctionnement est de 8 bar. Elle est imposée par le compresseur de la turbine. Le débit d'air nominal entrant dans le récepteur est de 800 g/s. Ceci correspond à un débit unitaire par module absorbeur de 100 g/s.

Le récepteur est tubulaire : L'intérieur d'un module absorbeur est traversé par un réseau de tubes rectilignes et parallèles, en inconel (Figure 1.10). Selon le dimensionnement initial, un module absorbeur comporte 3 rangées de 15 tubes chacune, soit un total de 45 tubes. L'air circule dans tous les tubes. Pour intensifier l'échange de chaleur, des promoteurs de turbulence sont installés dans les tubes sous la forme d'inserts hélicoïdaux en inconel. Leur épaisseur est de 0,8 mm et le pas d'hélice (rotation de 180°) mesure 15 mm. Le transfert thermique à la paroi augmente, mais les pertes de charges augmentent également, à cause du frottement de l'air sur les inserts hélicoïdaux.

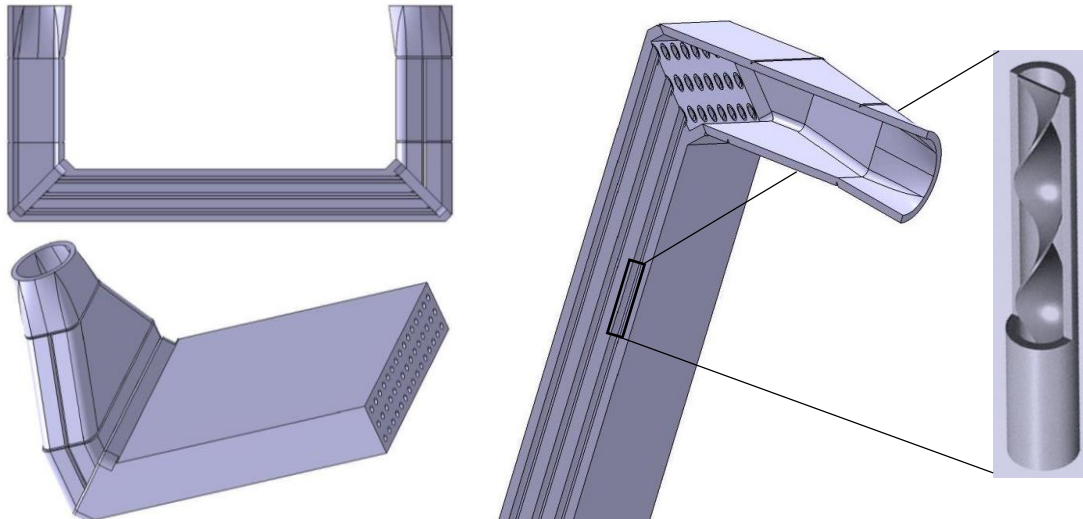


Figure 1.10. Vues en coupe d'un module et insert hélicoïdal dans les conduits d'air (Annexe 3)

Le récepteur est alimenté en air par l'arrière : L'air comprimé issu du compresseur circule d'abord dans les parois de la cavité. L'air collecté en sortie de cavité est dirigé vers un distributeur qui alimente les 8 modules du premier étage. Chacun de ces modules est connecté à un module du deuxième étage à l'aide de tubes coudés (Figure 1.11). Enfin l'air chaud collecté en sortie des modules du deuxième étage est dirigé vers la chambre de combustion puis vers la turbine.

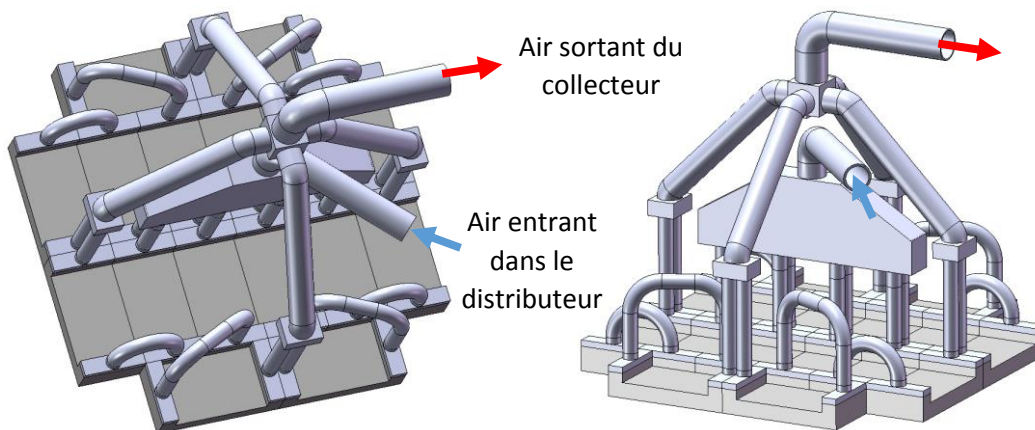


Figure 1.11. Vue schématique de la distribution et de la collection de l'air du récepteur

2.2 Caractérisation expérimentale d'un module absorbeur (mai 2011)

La thèse de M. Vrinat a permis de concevoir un module absorbeur de dimensions de référence 20 x 40 x 5 cm qui a été caractérisé au Grand Four Solaire d'Odeillo en mai 2011. Ce paragraphe a pour objectif de synthétiser les résultats d'expériences de caractérisation thermique et hydraulique. La Figure 1.12 montre le dispositif expérimental. Le contrôle du débit, de la pression et de la température de l'air à l'entrée ainsi que du flux solaire concentré a permis de tester une large gamme de points de fonctionnements. L'objectif de ces expériences a été de vérifier les points de fonctionnement du cahier des charges du module pour chacun des deux étages du récepteur (Tableau 1.1). Les expériences se sont déroulées à une pression de travail située dans la gamme de 5 à 7 bar, avec la majorité des essais à 6 bar. Dans les deux prochains sous-paragaphes, les résultats sont analysés pour établir les performances hydrauliques et thermiques intrinsèques. Ces résultats sont confrontés à des

corrélations issues de la littérature pour déterminer la corrélation retenue dans le modèle de l'absorbeur.

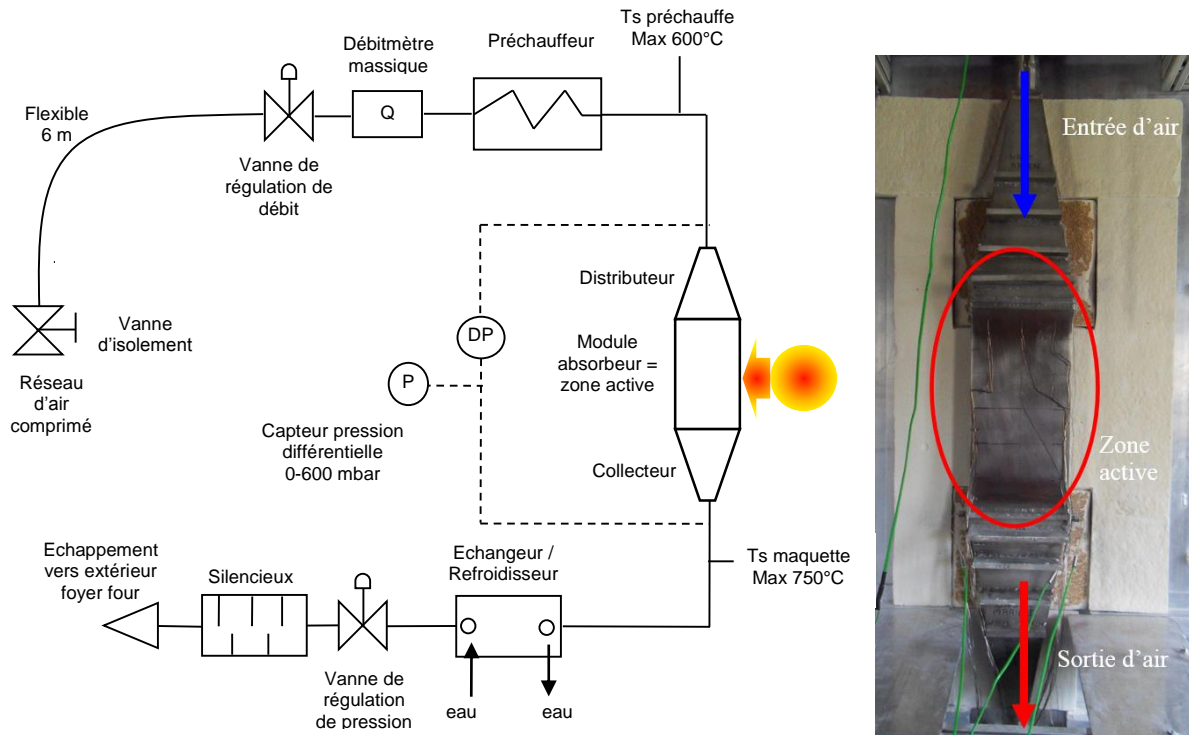


Figure 1.12. Boucle de test du module absorbeur au Grand Four Solaire d'Odeillo (mai 2011)

Caractéristique de l'étage		1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage
Débit massique	g/s		100
Pression	Bar		10
Température d'entrée de l'air	°C	350	650
Température de sortie de l'air	°C	650	750
Flux absorbé	kW/m ²	450	200
Pertes de charges max	mbar		100

Tableau 1.1. Caractéristiques nominales de fonctionnement des deux étages du récepteur

2.2.1 Résultats expérimentaux hydrauliques (frottement)

Les pertes de charges Δp ont été mesurées à chaque essai du module. A froid (sans ensoleillement) elles sont comprises entre 40 et 60 mbar. A chaud (sous flux solaire) elles se situent entre 100 et 220 mbar et sont donc supérieures au seuil de 100 mbar fixé par le cahier des charges.

La valeur du coefficient de frottement f_F (dit de Fanning) est déduite de la perte de charge Δp mesurée, en appliquant la formule de Darcy:

$$f_F = \frac{1}{4} \Delta p \times \frac{d_h}{l} \times \frac{2}{\rho_{air} u_{air}^2} \quad (1.1)$$



Le coefficient de frottement dit de Darcy (utilisé en France) est égal à $4 \times f_F$.

Les valeurs du coefficient de frottement ainsi obtenues expérimentalement sont comparées aux valeurs calculées par deux corrélations issues de la littérature. Ces corrélations sont établies dans le cas d'un écoulement turbulent dans un tube cylindrique muni d'inserts hélicoïdaux. Dans ces corrélations, le coefficient de frottement est exprimé comme une fonction du nombre de Reynolds et des caractéristiques géométriques d des tubes et y et δ de l'insert hélicoïdal. Le nombre de Reynolds considéré dans ces relations est caractéristique de l'écoulement dans un tube lisse. Ce nombre de

Reynolds, dit *primitif*, est exprimé en fonction du diamètre intérieur d d'un tube et la vitesse de l'air $u_{air,0}$ dans un tube lisse:

$$Re_0 = \frac{\rho_{air} \times u_{air,0} \times d}{\mu_{air}} \quad (1.2)$$

La valeur de $u_{air,0}$ est déduite de la valeur mesurée du débit massique total \dot{m}_{air} , dans l'hypothèse où le débit est équi-réparti dans les tubes:

$$u_{air,0} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} \times 45 \cdot S_0} \quad (1.3)$$

Où S_0 est la section de tube lisse.

Le tableau 1.2 indique les dimensions caractéristiques des tubes et des inserts hélicoïdaux :

Dimension	Symbole	Valeur
Nombre de conduits	N	45
Diamètre int du tube	d	6
Diamètre ext du tube	D	8
Rotation de l'insert (180°)	H	15
Pas d'hélice	$y = H/d$	2,5
Epaisseur de l'insert	δ	0,8

Tableau 1.2. Dimensions des tubes et des inserts hélicoïdaux

La première corrélation est celle proposée par Manglik & Bergles (Manglik *et al.* 1993). Ces auteurs établissent l'expression suivante du coefficient de frottement de Fanning (relation n°7 de leur publication):

$$f_{F(manglik)} = 0,0791 Re_0^{-0,25} \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta/d} \right)^{1,75} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta/d}{\pi - 4\delta/d} \right)^{1,25} \left(1 + \frac{2,752}{y^{1,29}} \right) \quad (1.4)$$

Dans le cas du module absorbeur, avec $d = 0,006$ m, $\delta = 0,0008$ m et $y = 2,5$ la relation 1.4 devient :

$$f_{F(Manglik)} = 0,4414 Re_0^{-0,25} \quad (1.5)$$

Un autre exemple de calcul du coefficient de frottement de Fanning est proposé par Chang *et al.* (2007), corrigé seulement par le pas d'hélice y (relation n°8 de leur publication) :

$$f_{F(Chang)} = (0,07 + 9,87e^{-1,81y}) Re_0^{(-0,08 - 0,94e^{-1,23y})} \quad (1.6)$$

Avec $y = 2,5$ la relation 1.6 devient :

$$f_{F(Chang)} = 0,1769 Re_0^{-0,1234} \quad (1.7)$$

Les valeurs mesurées de f_F et les valeurs issues des corrélations de Manglik & Bergles et de Chang sont reportées dans le graphique de la Figure 1.13, à titre de comparaison.

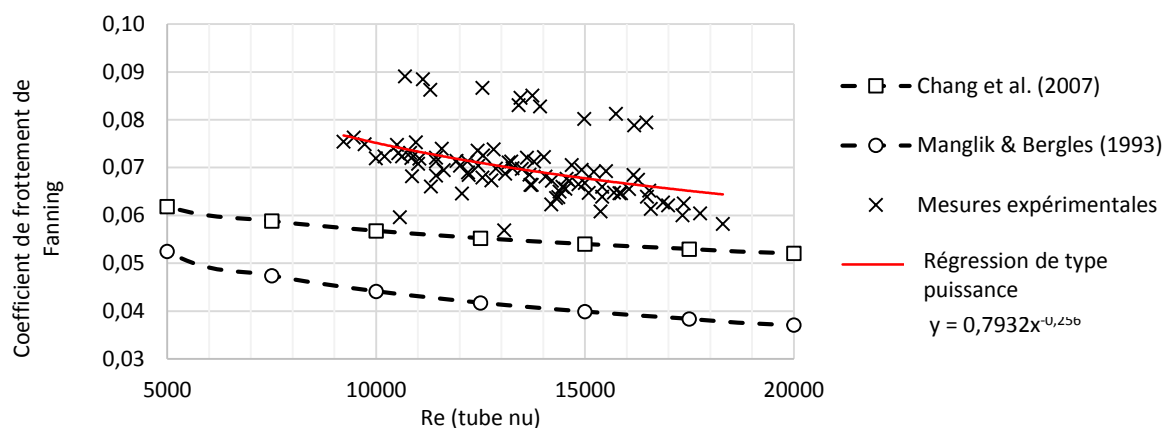


Figure 1.13. Coefficient de frottement de Fanning en fonction de Re_0 : mesures et corrélations

Les valeurs mesurées sont de 20 à 30% supérieures aux prédictions de la corrélation de Chang, elles-mêmes supérieures à celles de Manglik & Bergles. La corrélation de Chang (relation 1.7) est néanmoins choisie pour simuler les performances hydrauliques du module absorbeur. La sous-estimation des pertes de charge par cette approche sera prise en compte dans l'interprétation des résultats de simulation.

2.2.2 Résultats expérimentaux thermiques (échange avec l'air)

Plus d'une centaine d'essais a été effectuée, dans des conditions de débit, de pression, de température d'entrée et d'ensoleillement situées dans les gammes représentatives des conditions d'utilisation. Deux essais caractéristiques du comportement du module absorbeur à chaque étage du récepteur solaire sont retenus ici pour illustrer les performances thermiques. L'essai du 18 mai 2011 avec une densité de flux solaire incidente de 537 kW/m² et une température d'air en entrée de 300°C est caractéristique du 1^{er} étage. L'essai du 23 mai 2011 avec une densité de flux solaire incidente de 270 kW/m² et une température d'air en entrée de 564°C est caractéristique du 2^{ème} étage.

Config.	Date	Flux incident (kW/m ²)	Débit (g/s)	Pression (bar)
Etage 1	18 mai 2011	537	100	6
Etage 2	23 mai 2011	270	100	6

Tableau 1.3. Conditions expérimentales des essais retenus

La température de la face avant est mesurée en 5 points, celle de la face arrière en 7 points dans le sens de l'écoulement de l'air dans le module. La température de l'air est mesurée en entrée et sortie de zone active (module absorbeur) par des thermocouples plongés dans l'écoulement. Les mesures de températures de ces deux essais sont illustrées par les graphes de la Figure 1.14.

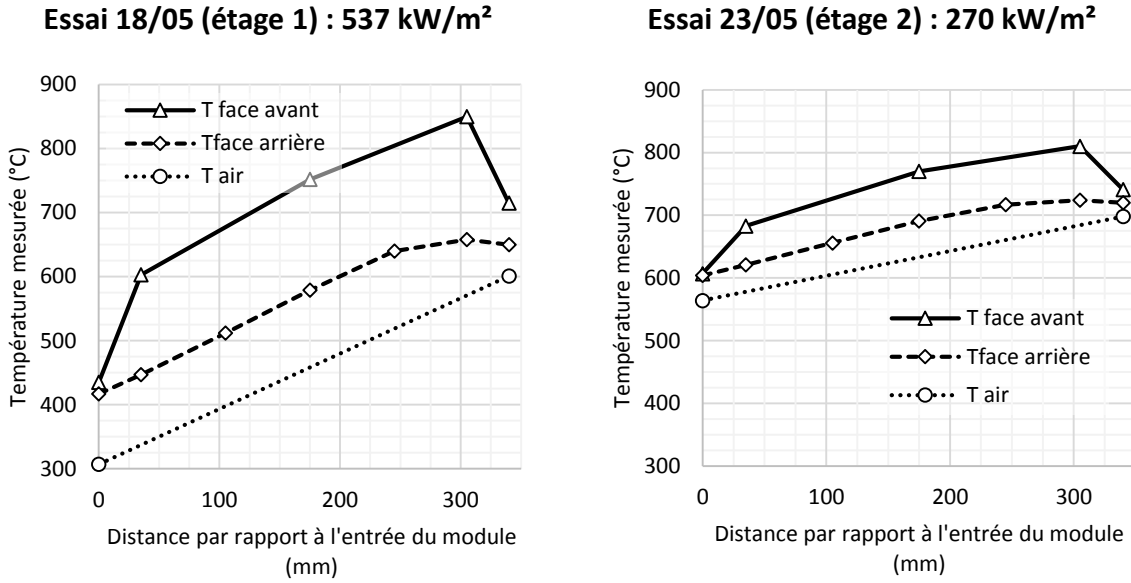


Figure 1.14. Températures mesurées lors des essais du 18/05 (1^{er} étage) et du 23/05 (2^{ème} étage)

Au 1^{er} étage, l'air s'échauffe de 300°C en entrée à 600°C en sortie, la température de la face arrière s'étale entre 420°C côté entrée d'air et 650°C vers la sortie d'air, celle de la face avant se situe 200°C au-dessus. Au 2^{ème} étage, l'air préchauffé à 560°C seulement s'échauffe jusqu'à 700°C, la température de la face arrière s'étale entre 600°C côté entrée d'air et 720°C, la face avant est 80°C au-dessus.

Les mesures de températures relevées sur l'ensemble des essais effectués permettent d'estimer les performances thermiques du module absorbeur.

A l'échelle *du module*, ou *échelle globale*, la puissance transmise à l'air P_{air} est rapportée à la surface éclairée S_{faceAV} (en face avant) et à l'écart logarithmique de température entre la face avant et l'air $DTML_{faceAV/air}$. On définit ainsi un coefficient d'échange thermique h_{global} exprimé par la relation 1.9.

$$P_{air} = h_{global} \cdot S_{faceAV} \cdot DTML_{faceAV/air}$$

Soit :

$$h_{global} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot \overline{Cp}_{air} \cdot (T_{out} - T_{in})_{air}}{S_{faceAV} \cdot \frac{(T_{faceAVmax} - T_{out}) - (T_{faceAVmin} - T_{in})}{\ln\left(\frac{T_{faceAVmax} - T_{out}}{T_{faceAVmin} - T_{in}}\right)}} \quad (1.8)$$

Les valeurs du coefficient h_{global} obtenues en utilisant l'ensemble des résultats expérimentaux observés sont comprises entre 1200 et 2500 W/m².K.

A l'échelle d'un tube interne, ou *échelle locale*, le coefficient d'échange thermique local h_{local} est exprimé par le rapport de la densité de flux transmise à l'air sur la différence de température air-paroi dans le tube.

$$\dot{m}_{air} \cdot \overline{Cp}_{air} \cdot (T_{out} - T_{in})_{air} = h_{local} \cdot S_{échange} \cdot (T_{tube} - T_{air}) \quad (1.9)$$

Où $S_{échange}$ vaut la surface d'échange d'un tube multipliée par le nombre de tubes (45).

La température des tubes T_{tube} est la moyenne des températures mesurées en face arrière du module absorbeur. La température de l'air dans les tubes T_{air} est la moyenne entre les températures mesurées à l'entrée et à la sortie des tubes.

$$T_{tube} = \overline{T_{module}}, \quad T_{air} = \frac{(T_{out} + T_{in})_{air}}{2} \quad (1.10)$$

Le nombre de Nusselt Nu est défini à partir du coefficient d'échange h_{local} , du diamètre hydraulique d_h d'un tube et de la conductivité thermique k du fluide.

$$Nu = \frac{d_h}{k} \times h_{local} \quad (1.11)$$

Nu caractérise l'échange thermique local entre l'air et les tubes. A titre de comparaison, ce nombre est évalué par des corrélations établies dans la littérature (Manglik *et al.* 1993 et Chang *et al.* 2007). Nous retenons les formulations proposées par deux auteurs pour exprimer le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Ainsi Manglik & Bergles proposent la relation suivante (Manglik *et al.* 1993) :

$$Nu = 0,023 Re_0^{0,8} Pr^{0,4} \left(1 + \frac{0,769}{y}\right) \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta/d}\right)^{0,8} \left(\frac{\pi + 2 - 2\delta/d}{\pi - 4\delta/d}\right)^{0,2} \left(\frac{T_{air}}{T_{tube}}\right)^{0,45} \quad (1.12)$$

En appliquant la relation 1.12 avec les valeurs $\delta = 0,0008$ m, $d = 0,006$ m, et $y = 2,5$ on obtient :

$$Nu_{Manglik} = 0,03955 Re_0^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{T_{air}}{T_{tube}}\right)^{0,45} \quad (1.13)$$

La corrélation proposée par Chang *et al.* (Chang 2007) s'exprime de la façon suivante :

$$Nu = (0,0364 + 3,66e^{-1,11y}) Re_0^{(0,8-0,375e^{-0,31y})} Pr^{1/3} \quad (1.14)$$

En appliquant la relation 1.14 avec $y = 2,5$ on obtient :

$$Nu_{Chang} = 0,26460 Re_0^{0,6272} Pr^{1/3} \quad (1.15)$$

Le nombre de Nusselt déduit des données expérimentales est comparé aux valeurs issues des corrélations de Manglik & Bergles et de Chang sur la Figure 1.15 :

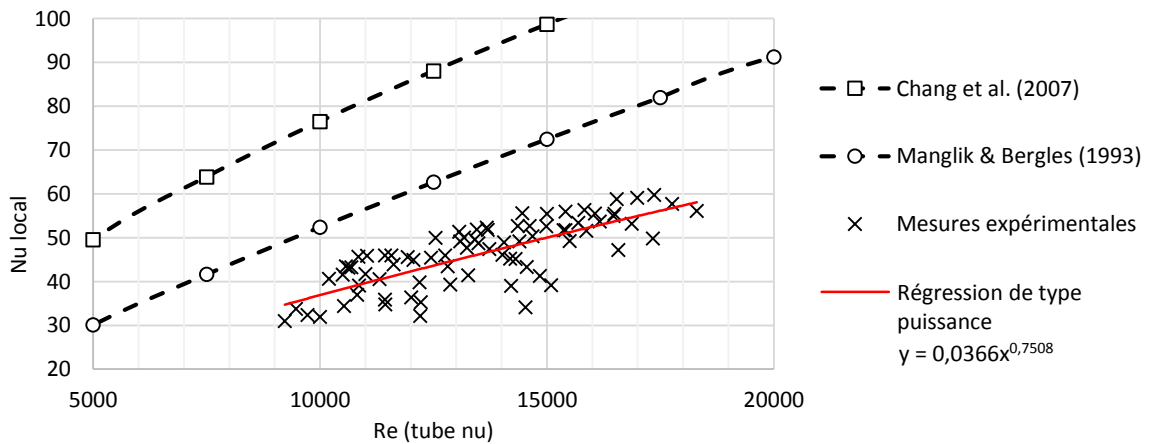


Figure 1.15. Nombre de Nusselt expérimental et corrélations de la littérature

Les valeurs de Nu observées expérimentalement sont inférieures aux prédictions des deux corrélations. La corrélation de Manglik & Bergles (relation 1.13) est néanmoins retenue pour simuler les performances thermiques du module absorbeur. La surestimation de l'échange thermique avec l'air sera prise en compte dans l'interprétation des résultats de simulation.



Ce qu'il faut retenir

Caractérisation thermique et fluide de l'écoulement dans l'absorbeur

Les performances hydrauliques et thermiques du module absorbeur sont déterminées à partir des résultats expérimentaux. Les valeurs du coefficient de frottement f_F et du nombre de Nusselt Nu caractérisent ces performances. La comparaison avec la littérature permet de modéliser ces coefficients par deux corrélations :

$$f_F = 0,1769 Re_0^{-0,1234}$$

$$Nu = 0,03955 Re_0^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{T_{air}}{T_{tube}} \right)^{0,45}$$

La corrélation pour les frottements provient de Chang *et al.*, celle pour l'échange thermique provient de Manglik *et al.* Ces corrélations sont utilisées dans l'étude numérique d'optimisation du module absorbeur au paragraphe suivant. Les essais montrent également que le module résiste à des flux de 537 kW/m² en atteignant 850°C sur sa face avant. Les gradients maximaux sont de l'ordre de 36°C/cm entre la face AV et AR, et 6°C/cm dans le sens axial des tubes. Les pertes de charges mesurées sont supérieures au seuil de 100 mbar, valeur maximum au-delà de laquelle le rendement de la turbine est dégradé de manière très significative. La perte de charge doit donc être réduite dans une version avancée du module absorbeur.

3 Conception avancée du module absorbeur solaire par simulation numérique 3D

Dans la version du module absorbeur testée, l'alimentation d'air à l'entrée et la collecte de l'air à la sortie sont situées sur les faces latérales, dans le prolongement du réseau de tubes intérieurs qui comporte 45 tubes. La conception avancée prévoit une alimentation et une sortie d'air par l'arrière pour chaque module (cf §2.1 ci-dessus). De plus, les pertes de charges mesurées sont supérieures au seuil de 100 mbar par module. Ce seuil est fixé par le cahier des charges pour maintenir le rendement de la turbine dans une gamme de valeurs élevées. Bien que l'optimisation de l'architecture interne du module ne soit pas au cœur de ce travail de thèse, elle a tout de même fait l'objet d'une étude approfondie car elle influence la distribution de la température sur la surface arrière recevant le module de stockage qui est l'objet de cette thèse. L'étude d'optimisation a été menée en suivant deux objectifs :

- Réduire les pertes de charges du module absorbeur en-dessous du seuil de 100 mbar tout en maintenant des performances thermiques élevées ;
- Adapter l'architecture du module absorbeur pour une alimentation d'air par l'arrière.

Comment parvenir aux objectifs ? La réduction des pertes de charges est recherchée en augmentant le nombre de tubes dans l'épaisseur du module, sans modifier leur diamètre unitaire. L'alimentation d'air par l'arrière est obtenue en raccordant le distributeur et le collecteur à un plan oblique en entrée et sortie du module. Le dimensionnement est effectué sur la base d'une étude numérique à partir d'un modèle d'écoulement et de transfert initialement développé par le CNRS/PROMES et le CEA/LITEN dans l'environnement logiciel ANSYS-Fluent®. La contribution réalisée dans cette thèse a été d'introduire de nouvelles géométries pour les collecteurs et distributeurs ainsi que d'augmenter le nombre de tubes intérieurs.

3.1 Réduction des pertes de charges du module absorbeur

On modélise une tranche du module absorbeur dans une section longitudinale (voir Fig. 1.16). Le nombre de tubes d'air dans l'épaisseur du module est augmenté de manière incrémentale, en partant du nombre initial de 3 jusqu'à 8. Les inserts ne sont pas représentés dans un souci de simplification du modèle et du maillage. Les pertes de charges et les performances thermiques de chaque géométrie sont comparées afin de déterminer la géométrie qui offre le meilleur rendement. Le modèle est d'abord présenté, puis les résultats obtenus sont commentés.

3.1.1 Modèle numérique 3D du module absorbeur

3.1.1.1 *Écoulement et transfert en régime permanent*

Le régime d'écoulement turbulent est modélisé par un modèle de type $k-\epsilon$.

Les transferts thermiques sont :

- Le transfert de chaleur par conduction depuis la face avant qui reçoit le flux solaire concentré. La chaleur est distribuée dans tous les volumes solides ;
- Les pertes thermiques depuis la face éclairée vers le milieu ambiant, par convection naturelle et par rayonnement thermique;
- Le transfert de chaleur depuis la paroi des tubes vers l'écoulement d'air, par convection forcée.

Les équations qui gouvernent les deux premiers transferts thermiques sont déjà intégrées au logiciel, elles ne sont pas détaillées ici.

Le frottement et le transfert en paroi sont représentés par des lois de paroi définies par l'utilisateur. Ces lois traduisent les corrélations présentées plus haut.

Loi de transfert thermique :

La loi de transfert thermique consiste à exprimer la valeur du coefficient d'échange h à la paroi à partir du nombre de Nusselt. La corrélation de Manglik est utilisée (relation 1.13) :

$$h = \frac{k}{d_h} Nu_{Manglik} = \frac{k}{d_h} 0,03955 Re_0^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{T_{air}}{T_{tube}} \right)^{0,45} \quad (1.16)$$

La valeur du coefficient h est écrite dans ce qu'on appelle une UDF (User Define Function). L'UDF est un fichier texte écrit en langage C. Dans l'UDF, les parois sur lesquelles s'applique la loi d'échange sont précisées, repérées par un identifiant propre à la géométrie créée.

Coefficient de frottement :

Dans la même UDF, la valeur du coefficient de frottement est précisée. Le coefficient de frottement utilisé par Fluent est le coefficient de Darcy f_D et non celui de Fanning f_F . Il convient donc de multiplier la formulation donnée par Chang (relation 1.7) par un coefficient 4.

$$f_D = 4f_F = 0,7076 Re_0^{-0,1234} \quad (1.17)$$

Validité du modèle :

La méthode employée pour modéliser le module absorbeur n'a pas été publiée. Mais dans la mesure où aucune nouveauté n'est apportée à l'utilisation de Fluent, les résultats calculés sont considérés comme exploitables.

3.1.1.2 Géométrie 3D associée

La géométrie et le maillage sont créés en utilisant le logiciel de CAO Gambit. En raison des symétries du module absorbeur, le volume d'étude consiste en une tranche du module dans le sens de l'écoulement. Le module complet est constitué de 15 tranches identiques juxtaposées. Ce volume d'étude est représenté sur la Figure 1.16. Les rangées de tubes sont réparties dans l'épaisseur, elles sont initialement au nombre de trois. On distingue plusieurs domaines :

- L'enveloppe de protection du module en inconel (2 mm d'épaisseur) face AV et AR (en gris) ;
- Le cœur du module en cuivre de largeur 13 mm et dont l'épaisseur vaut 15 mm par rangée de tubes (soit 45 mm pour 3 rangées, dans le cas de base) ;
- Les tubes en inconel de diamètre 6 mm intérieur et 8 mm extérieur (en gris) ;
- L'air (en bleu).

La longueur totale considérée comme représentative de la zone active du module est de 350 mm.

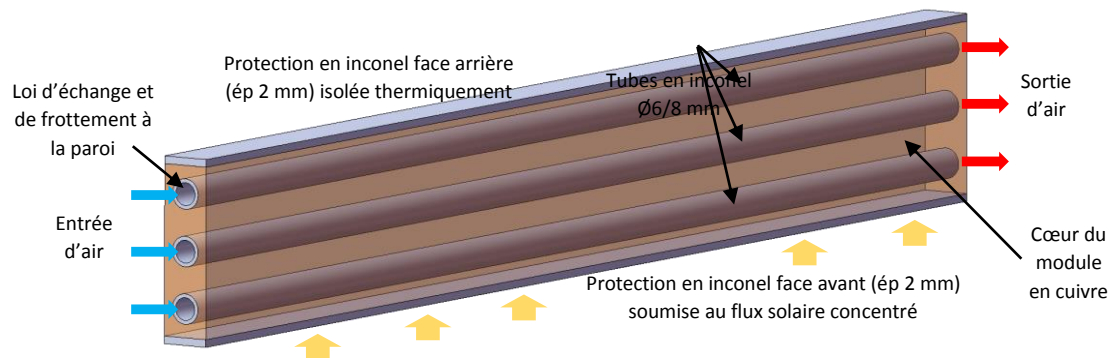


Figure 1.16. Représentation géométrique d'une tranche du module absorbeur avec trois tubes d'air (13 x 49 x 350 mm)

L'utilisation de Gambit est relativement simple mais une attention particulière doit être portée à la méthode et à l'ordre dans lequel les volumes sont créés. En effet, l'ordre influence les numéros sous lesquels les volumes, faces et arêtes sont repérés (important pour l'UDF), et la méthode peut conduire à des faces non connectées, phénomène problématique lors de la génération du maillage.

Le maillage est généré par le logiciel. Les mailles sont de type tétraédrique. La taille des mailles est un paramètre qui influence la précision des résultats. Les résultats de simulations étant relativement longs à obtenir, une brève étude sur l'influence du maillage est réalisée avec une géométrie à trois tubes. Trois valeurs de taille de maille sont choisies :

- Dans un premier cas, l'ensemble de la géométrie est maillée « grossier » : mailles de 2 mm ;
- Dans un second cas, l'ensemble de la géométrie est maillée « moyen » : mailles de 1 mm ;
- Enfin dans un troisième cas, l'air est maillé « fin » : mailles de 0,5 mm, le tube inconel est maillé « moyen » et le reste de la géométrie (cuivre et peau inconel) est maillé « grossier ».

L'influence du maillage est comparée sur une géométrie à trois tubes. Les pertes de charges et la température de l'air à la sortie des conduits est calculée par Fluent.

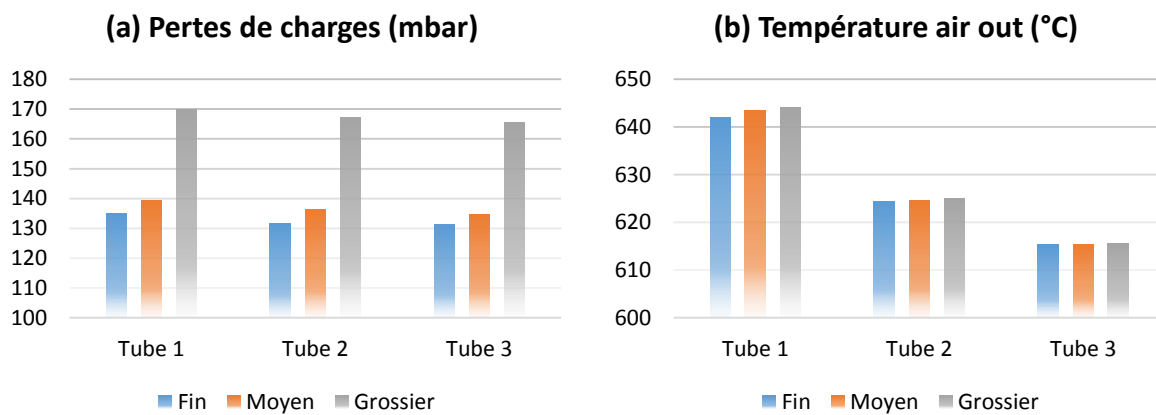


Figure 1.17. Influence du maillage sur : (a) les pertes de charges et (b) la température d'air en sortie

Les deux graphes de la Figure 1.17 montrent clairement l'influence du maillage sur les pertes de charges plus que sur la température. Les maillages fin et moyen conduisent à des résultats très proches. Le maillage grossier, avec lequel la température est plus simple à calculer, donne des valeurs de pertes de charges éloignées des deux autres maillages. Par conséquent, le maillage grossier est écarté. Pour la suite de l'étude, le maillage moyen est retenu car il donne des résultats très proches du maillage fin tout en permettant un calcul rapide.

3.1.1.3 Propriétés thermophysiques de l'air, du cuivre et de l'inconel

Les propriétés de l'air sous pression à 8 bar sont données en fonction de la température (Tableau 1.4). Celles des métaux, le cuivre et l'inconel, sont considérées indépendantes de la température.

air à 8 atm en fonction de la température (K)							Cuivre	Inconel
Masse vol	kg/m ³	$3,97 \cdot 10^{-11} T^4$	$-1,30 \cdot 10^{-7} T^3$	$+1,63 \cdot 10^{-4} T^2$	$-9,65 \cdot 10^{-2} T$	$+26,8$	8940	8470
Capacité th	J/(kg.K)	$4,19 \cdot 10^{-10} T^4$	$-1,54 \cdot 10^{-6} T^3$	$+2,01 \cdot 10^{-3} T^2$	$-8,92 \cdot 10^{-1} T$	$+1143$	380	578
Conductivité th	W/(m.K)			$-8,29 \cdot 10^{-9} T^2$	$+7,14 \cdot 10^{-5} T$	$+5,56 \cdot 10^{-3}$	400	24
Viscosité dyn	Pa.s		$9,84 \cdot 10^{-15} T^3$	$-3,23 \cdot 10^{-11} T^2$	$+6,37 \cdot 10^{-8} T$	$+2,24 \cdot 10^{-6}$		
Nombre Prandtl						0,72		

Tableau 1.4. Propriétés thermophysiques des matériaux utilisés dans le modèle

3.1.1.4 Conditions limites

L'air circule dans le module absorbeur avec un débit nominal total de 0,1 kg/s. Ce débit est réparti dans les tubes qui traversent le module, de manière à produire la même perte de charge dans chaque tube. Le débit et la vitesse de fluide dans les tubes sont indiqués en fonction du nombre de tubes dans le Tableau 1.5, dans le cas d'une équi-répartition du débit :

Nombre de tubes		Débit par tube (kg/s)	Vitesse (m/s)
rangées	total		
3	45	0.00222	24.70
4	60	0.00167	18.52
5	75	0.00133	14.82
6	90	0.00111	12.35
7	105	0.00095	10.58
8	120	0.00083	9.26

Tableau 1.5. Débit d'air et vitesse dans les conduits du module en fonction du nombre de conduits

Les autres conditions limites sont la température d'air à l'entrée constante de 323°C au 1^{er} étage et 623°C au 2^{ème} étage. La pression de sortie est nulle. Le modèle calcule alors la pression en entrée pour conserver la quantité de mouvement et l'énergie. Cette pression correspond aux pertes de charges de chaque conduit. La face éclairée est soumise à une densité de flux de chaleur surfacique (flux solaire concentré) uniforme ainsi qu'à des pertes thermiques par convection libre (10 W/m².K) et par rayonnement (émissivité de l'inconel égale à 0,85). Le calcul simule le régime permanent. Il s'interrompt dès qu'un certain niveau de convergence est atteint (résidus en 10⁻⁶ sur l'énergie et 10⁻⁴ sur la turbulence k) ou après 1000 itérations (fixé arbitrairement).

3.1.2 Résultats, augmentation du nombre de conduits pour le passage de l'air

Les données extraites du modèle sont les suivantes :

- Les températures mini, moyenne et maxi de la face éclairée (Av) et de la face isolée (Ar) ;
- La température de sortie de l'air dans chaque tube ;
- La pression à l'entrée des tubes correspondant aux pertes de charges ;
- Le nombre de Nusselt global calculé selon la méthode de Bas *et al.* (Bas 2012) à partir du flux transmis à l'air et du DTML.

Les résultats sont regroupés dans la Figure 1.18. Les graphes sont présentés avec un axe des abscisses représentant le nombre de rangées de tubes, de 3 à 8, dans une tranche de l'absorbeur.

Température de la face avant : (Figure 1.18 a)

Le fait d'augmenter le nombre de tubes provoque une augmentation de la température minimum de la face avant sans augmenter sensiblement la température maximum ou moyenne. Cela se produit aussi bien au 1^{er} étage qu'au 2^{ème} étage. L'ajout de tubes réduit donc l'écart de température sur la face avant, passant de 182°C avec 3 tubes à 142°C avec 8 tubes dans le cas du 1^{er} étage.

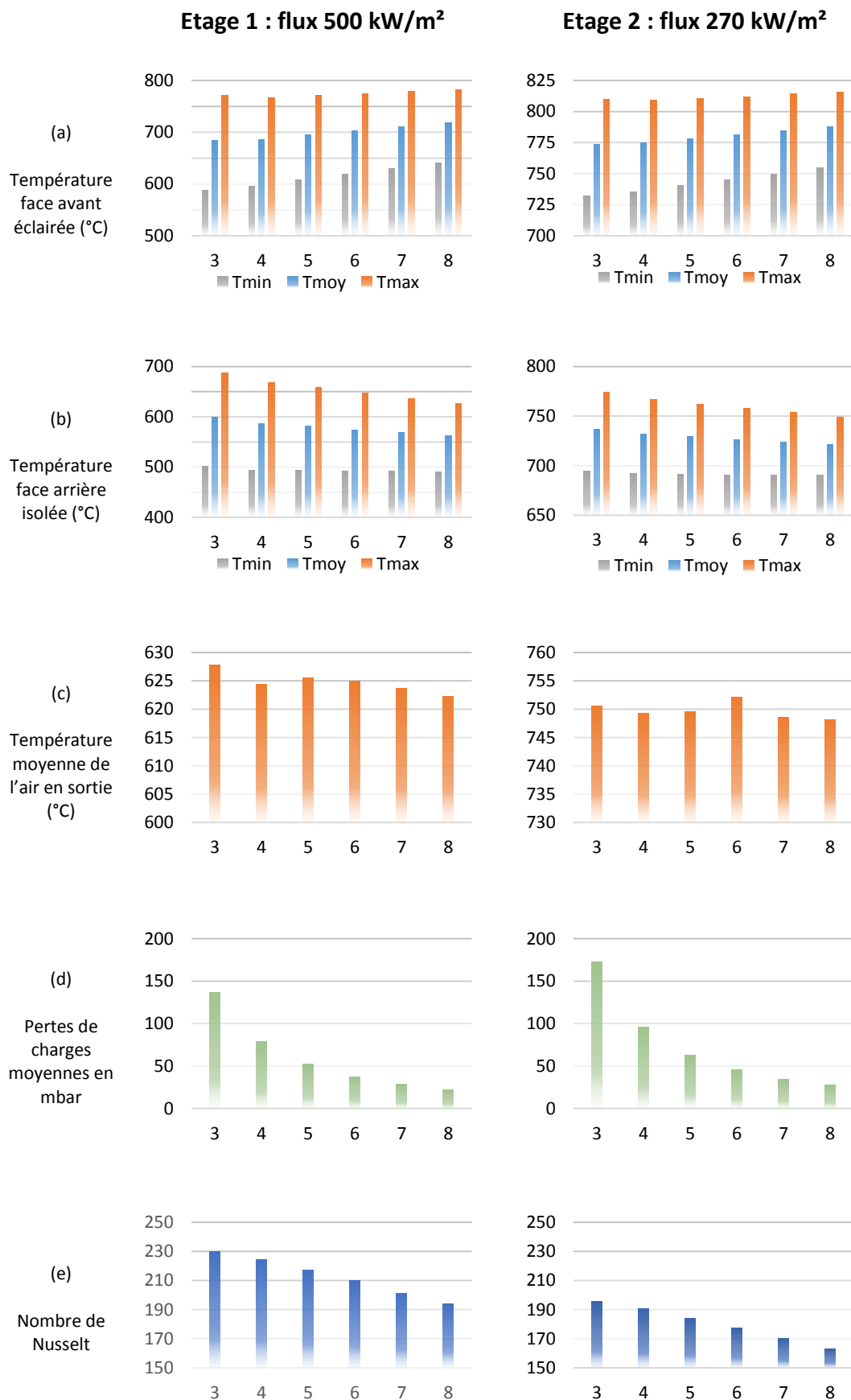


Figure 1.18. Simulation des performances thermiques et hydrauliques du module absorbeur en fonction du nombre de conduits

Température de la face arrière : (Figure 1.18 b)

Au niveau de la face arrière, les températures minimum et moyenne restent proches lorsque le nombre de tube augmente, mais la température maximale diminue. De la même façon que précédemment, l'ajout de tubes réduit l'écart de température sur la face arrière passant de 187°C avec 3 tubes à 136°C avec 8 tubes dans le cas du 1^{er} étage.

La réduction des écarts de température accroît la durée de vie du module absorbeur : les matériaux sont moins contraints lorsque le récepteur est en fonctionnement.

Température moyenne de l'air à la sortie du module : (Figure 1.18 c)

La température moyenne de l'air à la sortie du module est peu impactée par le nombre de tubes dans le module, dans la fourchette de 3 à 8. Au 1^{er} étage, la température de sortie est de 625°C \pm 2,5°C. Au 2^{ème} étage, la température de sortie est de 750°C \pm 2,5°C.

Pertes de charges : (Figure 1.18 d)

Les pertes de charges sont calculées par Fluent à partir de la corrélation de Chang (Chang *et al.* 2007) (voir Figure 1.13). Cette corrélation sous-estime la valeur des pertes de charges de 20 à 30% (relation 1.7).

Les pertes de charges sont fortement réduites en augmentant le nombre de tubes, ce qui est l'effet recherché. Le fait d'ajouter un tube au 1^{er} étage suffit à abaisser la perte de charge en-dessous du seuil de 100 mbar. Au 2^{ème} étage il faut au minimum 5 tubes pour abaisser la perte de charge en-dessous du seuil car l'air s'échauffe moins. Aux deux étages, les pertes de charges sont réduites d'un facteur 6 en passant de 3 à 8 tubes.

Echange thermique : (Figure 1.18 e)

La performance thermique du module est caractérisée par le nombre de Nusselt. Celui-ci diminue avec le nombre de tubes ce qui est normal car plus un tube est éloigné de la surface éclairée du module, moins l'air s'échauffe. Il est donc plus dense et frotte davantage avec les parois. La diminution relative du nombre de Nusselt est en revanche moins importante que la réduction des pertes de charges. Aux deux étages, le nombre de Nusselt n'est réduit que d'un facteur 1,2 (*i.e.* 20%) en passant de 3 à 8 tubes.



Ce qu'il faut retenir

Amélioration des performances du module absorbeur solaire

L'ajout de deux rangées de tubes (soit 5 rangées de tubes) dans l'épaisseur du module absorbeur divise les pertes de charges par deux par rapport au module initial (3 rangées de tubes). Les pertes de charges sont en-dessous du seuil de 100 mbar à chaque étage du module. L'ajout de tubes accroît l'écart de température dans l'épaisseur du module qui passe de 87 à 114°C. La température de l'air en sortie passe de 751 à 749°C. L'objectif de réduction des pertes de charges en conservant les performances thermiques est atteint.

3.2 Alimentation de l'air par l'arrière du module absorbeur

Afin d'acheminer l'air et de l'extraire au niveau de la face arrière du module absorbeur, les tubes les plus éloignés sont tronqués. La zone active vue en coupe est un trapèze (Figure 1.19 et Figure 1.20). Plusieurs valeurs d'angle de coupe ont été considérées. Les dimensions retenues sont données en Annexe 2. Un divergent et un convergent sont respectivement placés à l'entrée et à la sortie de la zone active. Leur forme est conçue de façon à éviter toute recirculation d'air à l'intérieur. L'étude numérique a pour objectif de caractériser le comportement thermique et hydraulique d'une tranche représentative du module comportant 5 rangées de tubes.

3.2.1 Modèle numérique 3D

Le modèle mis en œuvre ici est identique à celui utilisé précédemment pour l'étude de réduction des pertes de charges (voir §3.1.1, **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** page 17). La géométrie, le aillage et certaines conditions limites changent cependant.

3.2.1.1 Evolution de la géométrie 3D associée

Dans le modèle, une tranche du module absorbeur est représentée dans le sens de l'écoulement. La zone active est composée de 5 tubes en inconnel (\varnothing 6/8 mm) remplis d'air, du cœur en cuivre (largeur 13 mm et épaisseur 75 mm), et de l'enveloppe d'inconnel de 2 mm d'épaisseur. Par rapport à l'étude précédente, les volumes d'air du convergent et du divergent sont ajoutés ainsi que l'enveloppe d'inconnel de 5 mm d'épaisseur.

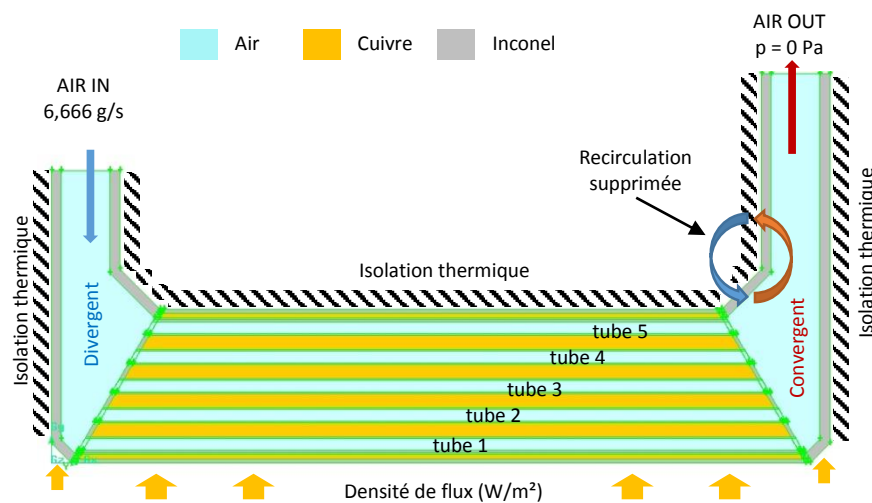


Figure 1.19. Représentation géométrique d'une tranche du module absorbeur avec alimentation en air par l'arrière

Le convergent (à droite sur la Figure 1.19) est long de 250 mm, tandis que le divergent est plus court avec 150 mm (à gauche). Cette longueur, ainsi que l'amincissement du canal, permet de garantir que l'écoulement ne présente pas de recirculation. En effet, à la sortie des 5 tubes, l'air rencontre la paroi du convergent avant de se diriger vers la sortie, vers le haut. L'accélération de l'air permet d'éviter la recirculation au-dessus de la sortie du tube n°5 (le plus court). La même forme est adoptée pour le divergent, même si le problème de recirculation ne se pose pas.

Au cours de l'étude précédente, le maillage retenu était de taille moyenne. Ici le maillage choisi dépend de la taille des domaines. Les volumes d'air dans les tubes, les tubes métalliques, et les protections en inconnel de la face avant et arrière sont maillés fins. Les parois en inconnel du divergent et du convergent ainsi que le cœur du module en cuivre sont maillés moyens. Enfin le volume d'air contenu dans le

divergent et le convergent est maillé grossier compte tenu de sa taille. La Figure 1.20 montre le maillage tétraédrique généré par le logiciel Gambit pour Fluent.

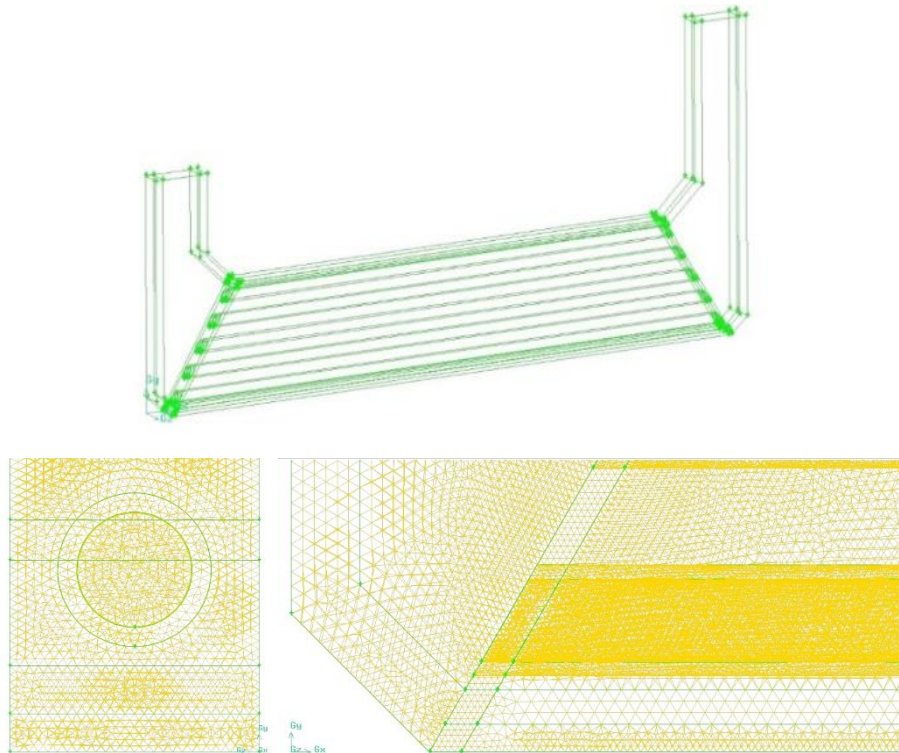


Figure 1.20. Maillage triangulaire dans les éléments de la géométrie 3D associée au module absorbeur

3.2.1.2 Conditions limites

Les conditions limites sont :

- Une densité de flux sur la paroi éclairée correspondant au flux solaire concentré de l'étage considéré (Tableau 1.6) ;
- Une densité de flux affectée d'un effet cosinus sur les deux parois obliques, de part et d'autre de la face éclairée (Tableau 1.6) ;
- Une isolation thermique de toutes les autres parois ;
- Une température de l'air à l'entrée du divergent de 323°C au premier étage avec un débit massique d'air de 6,66 g/s (100 g/s divisé par 15 tranches) à la pression de 8 bar ;
- Une température de l'air à l'entrée du 2^{ème} étage égale à celle de sortie du 1^{er} étage ($\approx 623^\circ\text{C}$) ;
- Une pression nulle à la sortie du convergent. La pression calculée à l'entrée du divergent représente alors la perte de charge.

Paramètre		1er étage (flux élevés)			2ème étage (flux modérés)		
Densité de flux surfacique	kW/m ²	600	500	400	300	200	100
Densité de flux volumique sur 2 mm d'épaisseur	MW/m ³	300	250	200	150	100	50
Densité de flux volumique sur les coins de 5 mm d'épaisseur	MW/m ³	84	70	56	42	28	14

Tableau 1.6. Densités de flux considérées sur les parois éclairées du module

Le calcul en régime permanent s'interrompt lorsque le résidu du paramètre limitant k , dans le modèle d'écoulement turbulent k - ϵ , atteint 10^{-4} .

3.2.2 Résultats obtenus

La simulation se déroule en deux temps. Une première simulation, caractéristique du 1^{er} étage, chauffe l'air arrivant à 323°C avec une densité de flux représentative du 1^{er} étage (Tableau 1.6). La deuxième simulation prend comme condition d'air en entrée la température de sortie de la première simulation avec une densité de flux représentative du 2^{ème} étage du récepteur. Trois situations de chauffage du module sont étudiées, en respectant une densité de flux totale de 700 kW/m², répartie entre les deux étages.

- Situation 1 : 600 kW/m² au 1^{er} étage avec T_{air IN} = 323°C ; Puis 100 kW/m² au 2^{ème} étage, avec la température d'air à l'entrée égale à celle de sortie du 1^{er} étage ;
- Situation 2 : 500 kW/m² au 1^{er} étage avec T_{air IN} = 323°C ; Puis 200 kW/m² au 2^{ème} étage, avec la température d'air à l'entrée égale à celle de sortie du 1^{er} étage ;
- Situation 3 : 400 kW/m² au 1^{er} étage avec T_{air IN} = 323°C ; Puis 300 kW/m² au 2^{ème} étage, avec la température d'air à l'entrée égale à celle de sortie du 1^{er} étage.

La situation 1 correspond à une densité de flux non uniforme sur le récepteur avec un flux 6 fois plus élevé au centre que sur les bords. La situation 3 correspond à une densité de flux plus uniforme sur le récepteur. Enfin la situation 2 est intermédiaire. Les données extraites sont :

- La température de la face avant et de la face arrière ;
- La température de l'air à la sortie des tubes et du module ;
- La perte de charge de chaque tube et du module ;
- Le débit massique de chaque tube afin de vérifier que le divergent permet de distribuer l'air de façon équi-répartie dans chaque tube.

Température de la face avant : (Figure 1.21 a)

La température de la face avant augmente linéairement avec l'échauffement de l'air à l'intérieur de la zone active. Elle est d'autant plus élevée que la densité de flux solaire concentré est élevée. La température de la face avant augmente au niveau de ses extrémités car le refroidissement est moins efficace dans le divergent et le convergent. Le point le plus chaud avec une densité de flux de 600 kW/m² est de 941°C, inférieure à la température limite de 950°C préconisée.

Au 2^{ème} étage, la densité de flux de 100 kW/m² produit un échauffement très minime de la face avant (20°C) dans le sens de l'écoulement de l'air. C'est en quelque sorte la densité de flux minimum qui permet d'échauffer l'air à l'intérieur du module. En dessous de 100 kW/m², la densité de flux ne fait au mieux que maintenir la température de l'air à l'entrée.

Température de la face arrière : (Figure 1.21 b)

La température de la face arrière augmente linéairement avec l'échauffement de l'air à l'intérieur de la zone active. Même avec un flux élevé, la température de la face arrière ne dépasse pas 700°C au 1^{er} étage et 750°C au 2^{ème} étage.

Température de l'air dans les tubes et à la sortie du module : (Figure 1.21 c et d)

L'élévation de température de l'air est plus importante au 1^{er} étage qu'au 2^{ème} étage, car les flux sont plus élevés. A chaque étage, l'échauffement dans chaque tube dépend de sa distance à la face avant. En effet, plus le tube est éloigné de cette face, moins il reçoit de chaleur, et d'autre part sa surface d'échange est plus petite (tube plus court). Au 1^{er} étage, l'échauffement peut atteindre 410°C dans le tube n°1 avec un flux transmis de 600 kW/m², jusqu'à 218°C dans le tube n°5 avec 400 kW/m². Au 2^{ème} étage, l'échauffement est plus modeste avec 175°C dans le tube n°1 avec un flux transmis de 300 kW/m², jusqu'à seulement 24°C dans le tube n°5 avec 100 kW/m².

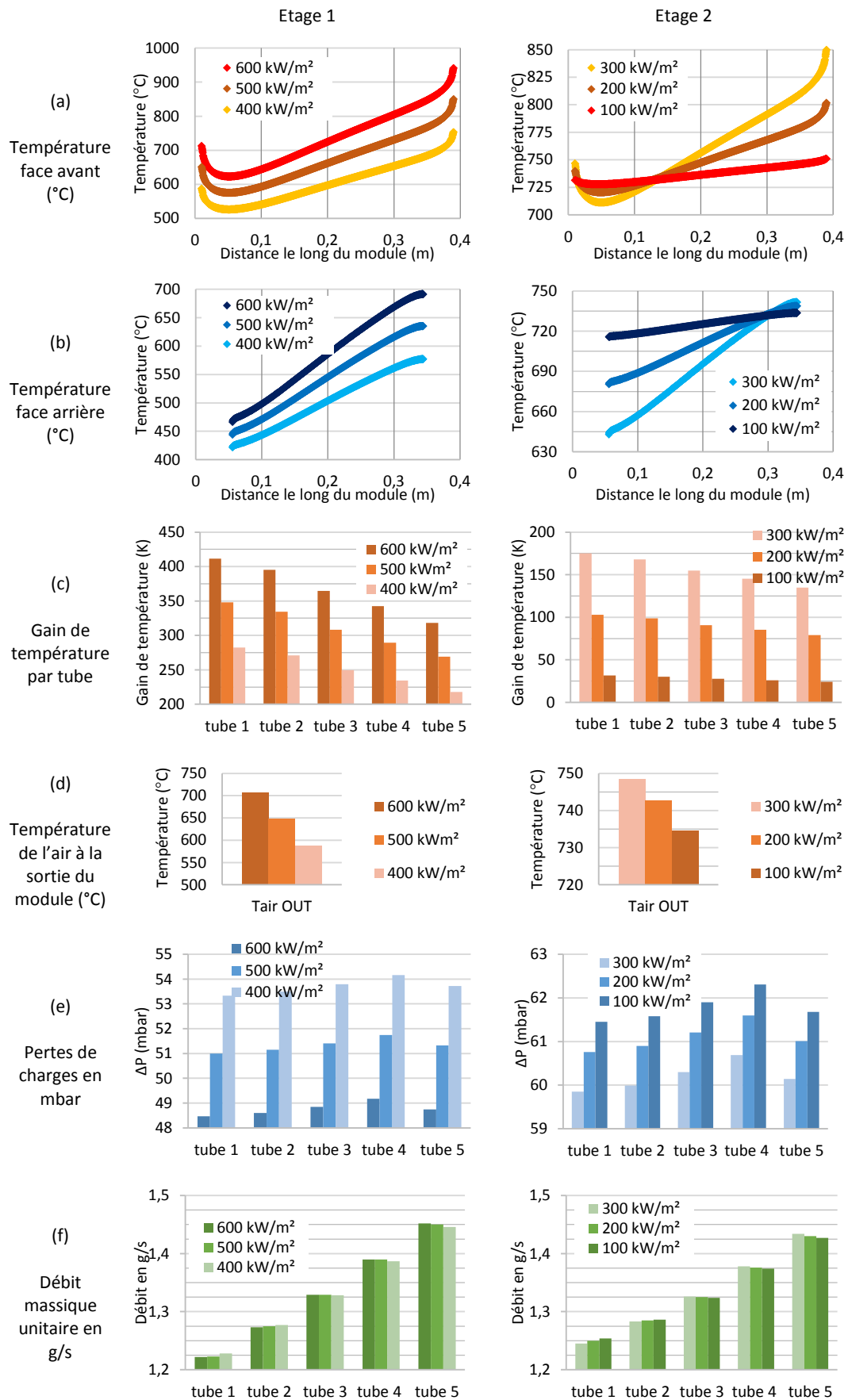


Figure 1.21. Simulation des performances thermiques du module absorbant à 5 tubes avec alimentation en air par l'arrière

Pertes de charges : (Figure 1.21 e)

Les pertes de charges dans le module absorbeur sont d'autant plus élevées que la densité de flux sur la face avant est faible. En effet, si la densité de flux est faible, la température de l'air demeure faible et sa densité est plus élevée. Plus l'air est dense, plus il frotte et génère de pertes de charges à la sortie du module. Les pertes de charges sont plus faibles au premier étage qu'au deuxième pour les mêmes raisons. Au 1^{er} étage, les pertes de charges sont comprises entre 48 et 54 mbar selon la densité de flux, et au 2^{ème} étage elles sont comprises entre 59 et 62 mbar.

La perte de charge la plus élevée se trouve au niveau du tube n°4 et non au niveau du tube n°5 où la température de l'air est pourtant plus faible. Plusieurs phénomènes sont liés. Premièrement, la longueur du tube ne compense plus la baisse de température. Deuxièmement, le tube n°5 est situé sous la face arrière isolée thermiquement, il dispose donc d'une accumulation de chaleur qui chauffe davantage l'air à l'intérieur de celui-ci que s'il y avait un sixième tube après lui.

Débit : (Figure 1.21 f)

Le débit massique unitaire est d'autant plus élevé que le tube est court. En effet, l'air se déplace là où la résistance est la moins grande. C'est donc dans le tube n°5 que l'air circule le plus facilement. Le débit massique au 1^{er} étage vaut 1,22 g/s dans le tube n°1 et atteint 1,45 g/s dans le tube n°5. Le flux de chaleur n'affecte que très peu la valeur du débit dans les tubes. Au deuxième étage, la répartition des débits est comparable à celle du 1^{er} étage, de 1,24 à 1,43 g/s.



Ce qu'il faut retenir

Bilan des performances du module absorbeur solaire

Lorsque le module absorbeur est insolé, le modèle prévoit une température maximale de la face avant inférieure à 950°C. Elle atteint ponctuellement 940°C dans les coins du module, zone la moins bien refroidie. Les pertes de charges totales sont calculées pour la succession de deux modules en série et la température de l'air à la sortie du 2^{ème} étage est rappelée dans trois situations :

- Situation 1 (600 puis 100 kW/m²) : $\Delta P_{2modules} = 118,7$ mbar, $T_{air,out} = 734,7^{\circ}C$;
- Situation 2 (500 puis 200 kW/m²) : $\Delta P_{2modules} = 120,4$ mbar, $T_{air,out} = 742,8^{\circ}C$;
- Situation 3 (400 puis 300 kW/m²) : $\Delta P_{2modules} = 121,7$ mbar, $T_{air,out} = 748,6^{\circ}C$.

Ces trois situations montrent que, plus le flux solaire est uniforme entre les deux étages, plus la température de l'air à la sortie est élevée. Uniformiser le flux sur l'ensemble des modules réduit la température de la face avant et évite la formation de points chauds. L'écart de température axial (dans le sens de l'écoulement) est moins important et engendre moins de contraintes mécaniques (dilatation). Les résultats montrent que plus l'air sort chaud plus les pertes de charges sont élevées. Ce phénomène reste de faible amplitude puisque dans les trois cas étudiés, la différence de pertes de charges n'est que de 3 mbar (écart relatif de moins de 3%). Dans l'ensemble les pertes de charges sont de l'ordre de 60 mbar par module donc inférieures au seuil de 100 mbar fixé. Même en considérant une surestimation de 30%, due à la corrélation de Chang (Chang *et al.* 2007), les pertes de charges attendues sont de l'ordre de 80 mbar, ce qui est encore sous le seuil de 100 mbar.

Conclusion

Dans ce chapitre, le développement d'un module absorbeur représente un défi technologique. Les expérimentations d'un prototype permettent de décrire par des corrélations les frottements et l'échange thermique entre le module et l'air pressurisé. Ces lois sont utilisées dans un modèle thermocinétique 3D pour une conception avancée du module absorbeur. Les objectifs sont de réduire les pertes de charges et d'alimenter le module par sa face arrière. Les pertes de charges sont réduites, passant de 150 à 60 mbar, en ajoutant deux rangées de tubes au module initial. Le module ainsi conçu est donc composé de 5 rangées de 15 tubes réparties dans l'épaisseur. Cela fait un total de 75 conduits pour le transfert de la chaleur à l'air. L'alimentation de l'air se fait désormais par l'arrière grâce à un distributeur d'air (le divergent) et un collecteur d'air (le convergent). Leur forme évite la recirculation de l'air. Une bonne gestion du flux solaire concentré sur les 2 étages (uniformisation du flux) permet d'atteindre une température de l'air en sortie plus élevée (749°C) avec une augmentation négligeable des pertes de charges. Grâce au modèle thermocinétique, la distribution de la température sur la face arrière du module est connue. Cette distribution est un élément important pour l'intégration d'un bloc de stockage thermique associé au module absorbeur solaire.

Références

Publications : dans l'ordre alphabétique du nom du premier auteur

- A. Avila-Marin, J. Fernandez-Reche, F. Tellez, Evaluation of the potential of central receiver power plants: configuration, optimization and trends, *Applied Energy* 112 (2013) 274-288
- H. Bas, V. Ozceyhan, "Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall", *Experimental Thermal and Fluid Science* 41 (2012) 51-58
- S.W. Chang, Y.J. Jan, J.S. Liou, "Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape", *Int Jour of thermal Sciences* 46 (2007) 506-518
- P. Garcia, « Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du future », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2007)
- B. Grange, « Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet Pégase », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2012)
- J. Hernandez-Moro, J. Martinez-Duart, Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: Present LCOE values and their future evolution, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 20 (2013) 119-132.
- C. Kost, J. Mayer, J. Thomsen, N Hartmann, C. Senkpiel. S. Philipps, S. Nold, S. Lude, N.Saad; T. Schlegl, Levelized cost of electricity renewable energy technologies, Fraunhofer ISES, November 2013
- R.M. Manglik, A.E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlation for twisted tape inserts in isothermal tubes: Part II – Transition and Turbulent flows", *Transactions of the ASME* 115 (1993) 890-896
- Quero, Korzynietz, Ebert, Jimenez, Rio, Brioso, « Solugas, Operation experience of the first solar hybrid gas turbine system at MW scale », *Energy Procedia* 49 (2014) 1820-1830
- Sargent & Lundy LLC Consulting Group, Assesment of parabolic trough and power tower solar technology cost and performance forecasts, NREL Subcontractor Report 550 34440, October 2003
- C. Turchi, M. Mehos, C. Ho, G. Kolb, "Current and Future Costs for Parabolic Trough and Power Tower Systems in the US Market." *SolarPACES* 2010
- M. Vrinat, « Contribution au développement d'un absorbeur surfacique à air pressurisé haute température pour centrale solaire à concentration à tour », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2010)

Revues spécialisées :

- Eurobserv'Er, « Baromètres solaire thermodynamique et solaire thermique », mai 2015
- IRENA (2012), "Renewable energy technologies: cost analysis series, Concentrating solar power", volume 1, issue 2/5
- IRENA (2015), "Renewable power generation costs in 2014"
- Lazard, Lazard's levelized cost of energy analysis – version 8.0, September 2014

Chapitre 2 : Problématique du stockage thermique associé au récepteur solaire

Sommaire

1	Problématique de la thèse : la protection thermique du récepteur	34
1.1	Les dégradations subies par le récepteur solaire	34
1.2	Le stockage thermique de courte durée associé à l'absorbeur solaire	35
1.3	Plan d'actions de la thèse pour répondre à la problématique	36
2	Le stockage de la chaleur	37
2.1	La chaleur sensible	37
2.2	Principe de stockage par chaleur latente	38
2.3	Conception d'un système de stockage thermique à chaleur latente	39
3	Matériaux à changement de phase pour le stockage latent	41
3.1	Comment choisit-on un matériau à changement de phase ?	41
3.2	Utilisation des matériaux à changement de phase	42
3.3	Identification des matériaux à changement de phase	43
3.3.1	Propriétés thermophysiques de la paraffine (53°C)	44
3.3.2	Propriétés thermophysiques du carbonate de lithium (723°C)	45
3.3.3	Compatibilité chimique du carbonate de lithium et du cuivre	49
3.3.3.1	Analyse théorique de la compatibilité Li_2CO_3 / Cu :	49
3.3.3.2	Analyse expérimentale de la compatibilité Li_2CO_3 / Cu :	49
4	Intensification des transferts de chaleur au sein d'un PCM	53
4.1	Intensification par ajout de graphite	53
4.2	Intensification par encapsulation	53
4.3	Intensification par ajout d'une structure métallique	55
4.3.1	Intensification à l'aide d'ailettes métalliques plates	55
4.3.2	Intensification à l'aide d'un nid d'abeilles métallique	56

Introduction

Le récepteur subit d'intenses chocs thermiques qui peuvent nuire à sa durée de vie. La problématique de protection thermique du récepteur est par conséquent abordée. La protection thermique consiste à stocker une partie de la chaleur produite par le récepteur pour la lui restituer plus tard. L'unité de stockage se place sur la face arrière du récepteur. Comment l'énergie thermique est-elle stockée, quelle technologie est la mieux adaptée au stockage de protection du récepteur ? La réponse tient dans l'utilisation de la chaleur latente. La solution retenue est celle d'un matériau à changement de phase : le carbonate de lithium (Li_2CO_3) dont les propriétés répondent aux consignes de notre application. Le problème de l'intensification des transferts de chaleur à partir d'un matériau qui change d'état est traité. L'intensification est essentielle pour satisfaire les conditions de puissance de charge et de décharge demandées au stockage de protection.

1 Problématique de la thèse : la protection thermique du récepteur

1.1 Les dégradations subies par le récepteur solaire

Le récepteur solaire est un objet soumis à d'intenses flux thermiques, jusqu'à 600 kW/m^2 , durant des heures et pendant des années. Il est donc essentiel d'aborder le problème de vieillissement. Pour traiter du vieillissement des récepteurs solaires, ce paragraphe s'inspire beaucoup de la thèse d'A. Boubault (Boubault 2013) qui a travaillé sur le vieillissement de matériaux sous hauts flux solaires concentrés pour les récepteurs surfaciques. Il faut avoir conscience qu'aujourd'hui, le récepteur peut représenter 20% du coût de la centrale (Gemasolar, Espagne) et que son efficacité impacte directement le rendement global de la centrale. S'il doit être remplacé, l'exploitation de la centrale peut devenir déficitaire pour les investisseurs. Il est donc primordial de concevoir un récepteur dont les performances peuvent être garanties des dizaines d'années. Les premiers travaux d'étude du vieillissement ont commencé avec la centrale expérimentale à sels fondus Solar Two aux Etats-Unis. Après 1500 heures de fonctionnement (sur une année environ), les publications du laboratoire Sandia, USA, font état :

- De légères dégradations sous forme de fissures, à l'extérieur des tubes métalliques, attribuées aux chocs thermiques ;
- D'une couche d'oxyde en formation à l'intérieur des tubes, d'une épaisseur de quelques microns, liée à la circulation des sels fondus.

Le retour d'expérience de Solar Two a été pris en compte (Pacheco *et al.* 2000 et Romero *et al.* 2002) dans le design de la centrale commerciale Gemasolar, à Séville en Espagne, construite en 2010. Le vieillissement des récepteurs solaires est un phénomène avéré et néfaste pour la durée de vie de la centrale solaire. Les concentrateurs solaires des laboratoires PROMES, Sandia et NREL aux Etats-Unis sont utilisés pour étudier le vieillissement accéléré des matériaux constituant les récepteurs. Boubault *et al.* (Boubault 2012) ont par exemple étudié une approche numérique du vieillissement accéléré des absorbeurs solaires, basé sur des résultats expérimentaux. Ils identifient les deux facteurs principaux du vieillissement que sont le flux incident et la température. Selon la thèse d'A. Boubault, il existe d'autres mécanismes et facteurs liés au vieillissement. Ils sont listés dans le Tableau 2.1.

Mécanismes physiques	Mécanismes chimiques
Les contraintes mécaniques	La corrosion et l'oxydation
Les fissures	L'humidité
L'état de surface	Les aérosols
Facteurs de vieillissement	
<u>Les températures élevées et les forts gradients thermiques</u>	
Le rayonnement solaire concentré	
Les polluants naturels et artificiels dans l'environnement	

Tableau 2.1. Mécanismes et facteurs de vieillissement d'un absorbeur solaire (Boubault 2013)

Afin de prolonger la durée de vie d'un récepteur, le flux incident peut être modifié au fil de la journée en appliquant des stratégies de pointage (Thèse A. Salomé 2012). Cette technique permet de répartir et d'homogénéiser le flux solaire concentré pour éviter la formation de points chauds. C'est une option pour réduire l'impact des gradients thermiques. Pour répondre à la problématique des chocs thermiques dus aux passages nuageux, une solution consiste à étudier la mise en place d'un dispositif de stockage de la chaleur de courte durée, placé directement sur la face arrière du récepteur. Le stockage de chaleur donne de l'inertie thermique au récepteur. Il peut alors absorber de façon autonome les variations du flux solaire concentré.

1.2 Le stockage thermique de courte durée associé à l'absorbeur solaire

Le récepteur, chauffé par le rayonnement solaire concentré, est refroidi par de l'air entrant à 350°C. Dans les conditions normales de fonctionnement, l'air sort à 750°C. Mais en cas d'interruption du flux solaire, à cause d'un passage nuageux par exemple, la température du récepteur chute très vite (pertes thermiques et refroidissement par l'air). La Figure 2.1 montre la décroissance de la température de l'air à la sortie du récepteur durant 15 minutes sans soleil (carrés blancs). Cette courbe est issue de simulations numériques effectuées par B. Grange (Grange 2012).

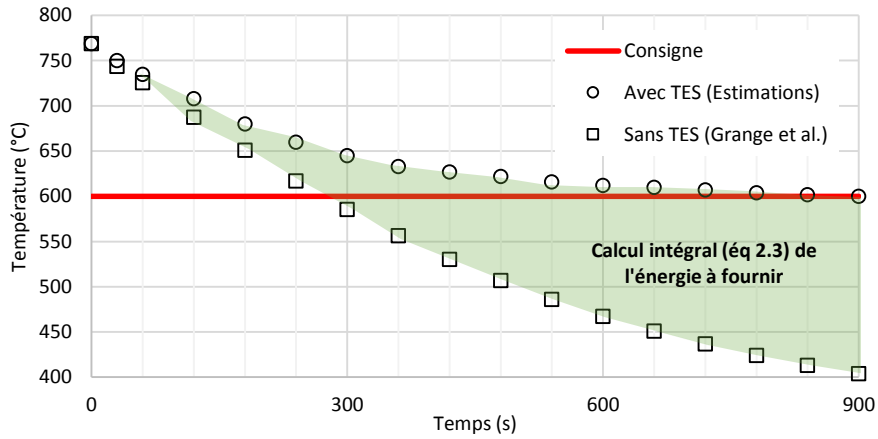


Figure 2.1. Température de l'air à la sortie du récepteur avec et sans stockage

Dans le projet Pégase, il est souhaité que cette température ne descende pas en dessous de 600°C après 15 minutes (ligne rouge). Or d'après les calculs de B. Grange (Grange 2012), l'air n'est plus qu'à 400°C après 15 minutes sans ensoleillement. Il s'agit par conséquent d'apporter au récepteur l'inertie thermique qu'il lui manque, en lui couplant un stockage de chaleur (TES) de courte durée. L'estimation de l'évolution de la température de l'air est présentée sur la Figure 2.1 (ronds blancs). A partir de ces deux courbes, par intégration, deux grandeurs dimensionnantes sont calculées :

- Puissance et densité de flux de décharge du stockage par module : 125 kW/m²

$$P_{\text{décharge}}(W) = \dot{m}_{\text{air}} c_{p\text{air}} (T_{\text{air,espérée}} - T_{\text{air,simulée}}) \quad (2.1)$$

$$\varphi_{\text{décharge}}(W/m^2) = \frac{\dot{m}_{\text{air}} c_{p\text{air}} (T_{\text{air,espérée}} - T_{\text{air,simulée}})}{2 \times S_{\text{module}}} \quad (2.2)$$

- Energie à décharger par module : 5 000 kJ

$$E_{\text{module}} = \frac{1}{2} \int_0^{15\text{min}} \dot{m}_{\text{air}} c_{p\text{air}} (T_{\text{air,espérée}} - T_{\text{air,simulée}}) dt \quad (2.3)$$

Dans ces relations, le débit massique d'air considéré est de 100 g/s. Le coefficient 1/2 dans l'équation de l'énergie permet de prendre en compte le fait que l'énergie totale à décharger se fait à partir de deux modules. Comme nous pourrons le voir par la suite, la meilleure façon de stocker cette grande quantité d'énergie sur un volume restreint est d'utiliser un matériau à changement de phase (PCM). Les principaux verrous technologiques sont : l'amélioration des transferts de chaleur au sein d'un stockage thermique composé de PCM, et la gestion des différents problèmes techniques liés à la haute température. Au travers d'un banc test et de simulations numériques, nous nous fixons comme objectif de parvenir à concevoir le stockage à l'échelle 1 qui sera couplé à chacun des modules absorbeurs qui composent le récepteur.

1.3 Plan d'actions de la thèse pour répondre à la problématique

Le plan d'actions proposé pour parvenir au développement du stockage thermique de protection du récepteur est le suivant :

- Déterminer le procédé de stockage thermique pour la protection du récepteur : le procédé doit pouvoir satisfaire la grande quantité d'énergie à stocker dans un volume restreint à l'arrière de chaque module du récepteur.
- Déterminer le matériau principal de stockage de la chaleur : ce matériau doit répondre à un cahier des charges qui sera abordé au cours de ce chapitre.
- Améliorer les transferts de chaleur dans le matériau de stockage : nous verrons que les matériaux à changement de phase sont intéressants du point de vue de la capacité de stockage mais pas du point de vue de la rapidité de charge ou de décharge de l'énergie thermique.
- Développer un modèle numérique valide qui servira d'outil pour la conception d'un banc expérimental du stockage thermique. Ce modèle sera pré-validé en s'appuyant sur des résultats existant dans la littérature.
- Construire un premier banc expérimental pour appréhender d'éventuels problèmes techniques liés à l'utilisation de matériaux à changement de phase à basse et à haute température (d'après mes recherches, la littérature ne fait mention d'aucun stockage latent dans la gamme 600 – 800°C).
- Construire un banc expérimental mettant en jeu une cellule d'étude. La construction de ce banc s'appuiera sur l'expérience acquise avec le premier banc et sur les résultats de l'outil de simulation numérique.
- Exploiter le banc d'essai en charge et en décharge, avec des puissances équivalentes à celles qui seront mises en jeu à l'arrière d'un module absorbeur. Il est question ici de vérifier que la technologie développée permet de stocker l'énergie dans un (resp. restituer l'énergie à partir d'un) matériau à changement de phase à haute température. Il faudra comprendre comment fonctionne thermiquement la cellule d'étude.
- Exploiter le banc d'essai dans la durée afin de contrôler son évolution et son vieillissement au fil du temps et des cycles thermiques.
- Analyser la validité du modèle numérique en le confrontant aux résultats expérimentaux.
- Enfin, le modèle développé servira d'outil d'aide à la conception et à la prédiction de fonctionnement d'un récepteur solaire optimisé couplant un dispositif de stockage sur sa face arrière. Il s'agira dans cette partie d'adapter le matériau de stockage à chaque module en fonction de sa température de fonctionnement, et de déterminer la température de l'air à la sortie du récepteur durant les 15 minutes après l'interruption du flux solaire.

2 Le stockage de la chaleur

Nous venons d'expliquer au §1 l'importance de stocker la chaleur pour protéger le récepteur solaire des chocs thermiques. Ce paragraphe décrit alors les deux principales techniques de stockage de la chaleur, sous forme sensible ou latente, ainsi que l'utilisation du stockage thermique à chaleur latente.

2.1 La chaleur sensible

Parmi l'ensemble des techniques d'accumulation de chaleur, le stockage par chaleur sensible est la solution la plus ancienne pour stocker la chaleur. Il s'agit d'apporter de la chaleur à un matériau pour faire évoluer sa température sans changement d'état. Le matériau est caractérisé par sa capacité calorifique, notée C_p et exprimée en $J/(kg.K)$, qui traduit sa capacité à emmagasiner de la chaleur (J) par unité de masse (kg) et de température (K). L'énergie stockée répond alors à la formule suivante :

$$E = m \Delta h = m C_p \Delta T \quad (2.4)$$

Avec m la masse du matériau soumis au changement de température, h l'enthalpie massique, C_p la capacité calorifique du matériau, et ΔT la différence de température de fonctionnement du stockage ($T_{\text{chaud}} - T_{\text{froid}}$). Le stockage sensible se retrouve régulièrement dans notre vie courante. Il est possible de stocker du froid, comme dans un réfrigérateur par exemple, ou du chaud, comme dans un ballon d'eau chaude sanitaire domestique. La géothermie est un domaine qui utilise l'énergie du sol qui reste quasiment à la même température toute l'année. La terre est alors le matériau de stockage. On y puise tantôt de la chaleur en hiver et tantôt de la fraîcheur en été. Le stockage « actif » se distingue du stockage « passif ». Le stockage actif est caractérisé par un déplacement du matériau de stockage. Visuellement, dans le CSP, on le distingue car il est généralement doté de deux gros réservoirs (un froid et un chaud) dans lequel le fluide de transfert circule. La géothermie mentionnée plus tôt est un exemple de stockage passif. Le stockage que l'on souhaite développer pour la protection du récepteur est aussi de type passif.

Dans leur état de l'art du stockage thermique à hautes températures, Gil *et al.* (Gil 2010) proposent une liste très complète de matériaux permettant le stockage thermique en chaleur sensible dans le cas de la production d'énergie à grande échelle. Une sélection de quelques-uns de ces matériaux est indiquée dans le Tableau 2.2 :

Matériau	Température (°C)		Etat	Densité (kg/m³)	Conductivité thermique (W/(m.K))	Capacité thermique (J/kg.K)	Capacité thermique volumique (kWh/m³)	Coût (US\$/ kg)	Coût (US\$/ kWh)
	Basse	Haute							
Béton armé HT	200	400	Sol	2500	1,5	850	118	0,05	1
NaCl (sel)	200	500	Sol	2160	7	850	153	0,15	1,5
Fonte	200	400	Sol	7200	37	560	224	1	32
Acier trempé	200	700	Sol	7800	40	600	650	5	60
Briques réfractaires	200	1200	Sol	3500	5	1150	958	2	6
Cofalit®	200	1200	Sol	3000	2	1000	833	-	-
Eau liquide	0	100	Liq	1000	0,6	1180	32	-	-
HITEC sel solaire	120	133	Liq	-	-	-	-	-	-
Sels fondus solaires	265	565	Liq	1870	0,52	1600	250	0,50	3,7
Huile minérale	200	300	Liq	770	0,12	2600	55	0,3	4,2
Sels de carbonate	450	850	Liq	2100	2	2000	420	1,9	8,9
Vapeur surchauffée	100	300	Gaz	0,4	0,04	2	4×10^{-5}	-	-

Tableau 2.2. Matériaux pour le stockage thermique à chaleur sensible (Gil 2010)

Comme le montre le Tableau 2.2, il est possible de stocker la chaleur sensible dans un matériau solide, liquide, ou gazeux. La vapeur surchauffée, unique gaz présenté, est un très mauvais matériau conducteur et stockeur de la chaleur en plus d'être très corrosif sous pression. En revanche les huiles minérales ont la meilleure capacité de stockage. Les sels fondus ont l'avantage d'être bon marché et

présentent une conductivité thermique et une capacité thermique acceptable comparés aux métaux et bétons. Cela explique leur large utilisation dans les centrales solaires commerciales actuelles. Pour les températures élevées (supérieures à 600°C), les bétons réfractaires, le Cofalit® (déchets industriels rendus inertes par vitrification), et les sels de carbonates sont des matériaux candidats.

Le stockage thermique par chaleur sensible est donc très facile à mettre en œuvre mais requiert des volumes et des masses importants de matériau afin de stocker une grande quantité d'énergie. Pour s'affranchir des dimensions importantes, une autre solution est de stocker la chaleur sur une gamme de température très grande conformément à la relation 2.4. Mais ceci va dans le sens inverse de notre objectif qui est de maintenir une température du récepteur constante le plus longtemps possible. Une alternative est alors d'utiliser la chaleur latente.

2.2 Principe de stockage par chaleur latente

L'intérêt de la chaleur sensible est de pouvoir stocker directement le fluide caloporteur dans un grand volume. Pour stocker la chaleur sensible de façon indirecte, un fort gradient de température est nécessaire. Une solution pour gagner de la place et réduire l'intervalle de température du stockage est d'utiliser la chaleur latente. La chaleur est stockée dans une gamme de température autour du point de fusion ou de vaporisation d'un matériau appelé matériau à changement de phase (PCM). Plus la gamme de température est petite, plus la part d'énergie stockée par le changement d'état est importante. Le stockage est efficace à la condition que l'ensemble du matériau change d'état. Dans la littérature, les systèmes de stockage à chaleur latente, de grande échelle et à haute température sont rares voire inexistants. Les PCMs sont souvent des matériaux chers (Tableau 2.2) et peu disponibles. Compte tenu de la faible quantité nécessaire pour parvenir à protéger le récepteur, le stockage latent est donc intéressant dans notre cas. Les diverses transformations existantes sont représentées sur la Figure 2.2. Chaque transformation se réalise à température constante.

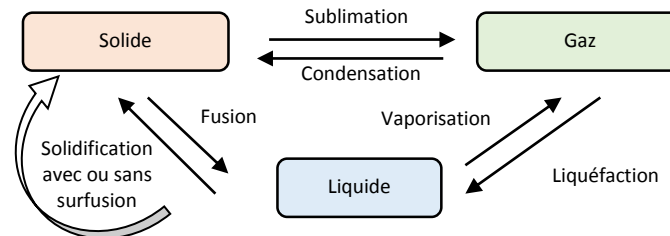


Figure 2.2. Diagramme de changement d'état d'un matériau

Chaque transformation s'accompagne d'un changement de volume non négligeable, surtout lorsque le gaz est impliqué, et d'une absorption ou libération de chaleur (liée à la création ou la fracture des liaisons moléculaires). La condensation et la vaporisation sont souvent utilisées dans les cycles thermodynamiques (réfrigérateur, pompes à chaleur) grâce à un fluide frigorigène qui passe tantôt à l'état liquide pour évacuer de la chaleur et tantôt à l'état gazeux pour accumuler de la chaleur. Il existe des matériaux à changement de phase de différents types et des températures de changement d'état pour toutes les applications. L'énergie mise en jeu lors d'une transformation d'état s'exprime de la façon suivante :

$$E_{\text{transformation}}(\text{à } T = T_{\text{transformation}}) = m \times \Delta h_{\text{transformation}} \quad (2.5)$$

Avec Δh l'enthalpie massique de changement d'état. La quantité d'énergie liée à la fusion/solidification d'un matériau est environ 100 fois plus importante que la capacité calorifique mise en jeu dans le stockage sensible. En d'autres termes, le changement d'état permet de s'affranchir d'une élévation de

température de 100°C ou de bénéficier d'une masse 100 fois moins importante. On comprend donc tout l'intérêt des PCMs pour la protection thermique d'un récepteur solaire.

Gil *et al.* (Gil 2010) dressent un tableau (Tableau 2.3) regroupant les propriétés thermophysiques moyennes des grandes catégories de matériaux à changement de phase. Il est possible d'utiliser un métal, de la roche, de l'eau, des paraffines ou des matériaux qualifiés d'organiques (fabriqués par les êtres-vivants) ou de non organiques.

Matériau	Densité (kg/m ³)	Conductivité thermique (W/(m.K))	Capacité calorifique (J/(kg.K))	Chaleur latente (J/kg)	Masse pour stocker 1 GJ (tonnes)	Masse de stockage relative
Métal (cuivre)	8940	400	385	205 000	173 ($\Delta T = 15K$)	40
Roche	2240	1,5	1000	-	67 ($\Delta T = 15K$)	15
Eau	1000	0,6	4200	330 000	16 ($\Delta T = 15K$)	4
PCM organiques ²	800	1	2000	190 000	5,3	1,25
Paraffine	900	0,2	2000	170 000	5	1,15
PCM inorganiques²	1600	2	2000	230 000	4,35	1

Tableau 2.3. Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente (Gil 2010)

On retrouve régulièrement le facteur 100 entre le Cp et la chaleur latente (ici de fusion). En regardant la dernière colonne et sans parler de température de fusion, on remarque que les matériaux organiques, non organiques et les paraffines sont de bons candidats en terme de masse nécessaire pour stocker une même quantité d'énergie. Avant de rechercher plus précisément quel PCM nous allons utiliser pour protéger le récepteur, voyons quelle stratégie de développement aborder.

2.3 Conception d'un système de stockage thermique à chaleur latente

Les grandes étapes de conception d'un stockage thermique à chaleur latente sont schématisées par Abhat (Abhat 1983) dans son étude des matériaux à changement de phase pour les températures élevées. Il y présente un diagramme de conception, jusqu'à la production commerciale, sous forme d'une feuille de route. La Figure 2.3 s'inspire de cette feuille de route. Selon Abhat, le développement d'un stockage thermique à chaleur latente passe par deux grandes étapes :

- La recherche du matériau candidat (PCM) ;
- La structure de l'échangeur de chaleur.

Le PCM et le matériau constitutif de l'échangeur de chaleur doivent être compatibles. La compatibilité doit être établie à court terme mais aussi à long terme par l'endurance de cycles thermiques répétés. La recherche du matériau adéquat est présentée au §3. Le dimensionnement de l'échangeur de chaleur fait l'objet du chapitre 4 et est approfondi jusqu'à l'échelle du laboratoire avec la conception d'un banc expérimental. Le modèle numérique associé au développement et à l'analyse de ce banc d'essai est présenté au chapitre 3. Ce travail de recherche est poussé jusqu'à la simulation des performances thermiques du couplage récepteur solaire – stockage thermique. Des recommandations techniques dans l'objectif de fabriquer un prototype de taille préindustrielle sont données. L'étude des coûts n'est pas abordée dans cette thèse ni même la production commerciale.

² Les composés organiques sont composés de carbone contrairement aux composés inorganiques.

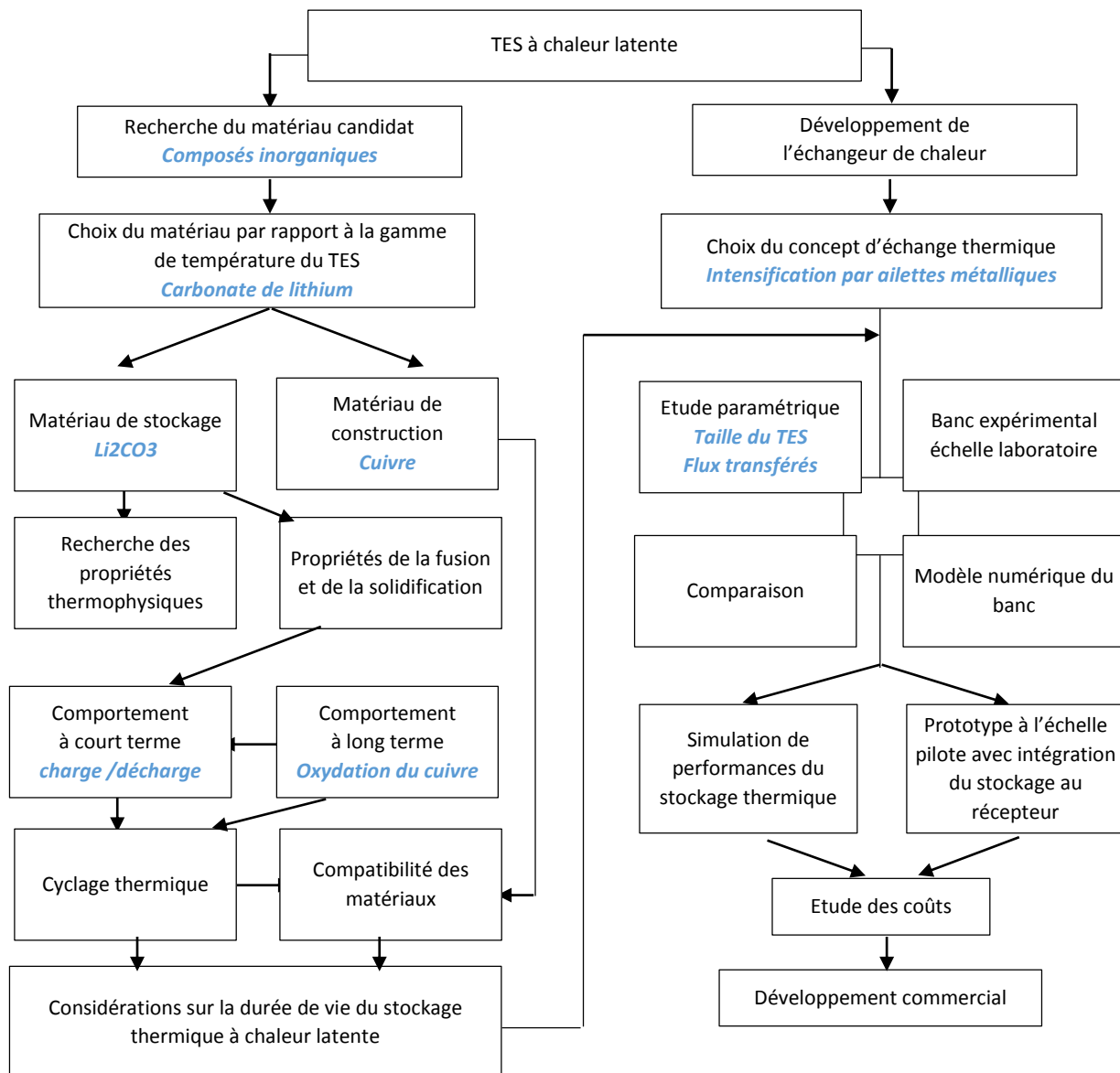


Figure 2.3. Conception d'un stockage thermique (inspirée de Abhat 1983)



Ce qu'il faut retenir

Le stockage de la chaleur

Le stockage thermique se fait par chaleur sensible ou par chaleur latente principalement. L'utilisation de la chaleur latente est le choix privilégié car la chaleur est stockée avec une meilleure densité énergétique et sur une amplitude thermique plus petite qu'en sensible. Moins de matière permet au TES d'être moins lourd et moins volumineux à l'arrière des modules absorbeurs. Une faible amplitude thermique est un atout pour la protection thermique des modules. Cependant l'utilisation de la chaleur latente n'est pas compatible avec des flux de chaleur élevés à cause de la faible conductivité thermique des PCM. Une solution doit être étudiée pour améliorer les transferts de chaleur entre le module et le TES. Le choix de la fusion-solidification du PCM est opté pour limiter l'expansion volumique et les contraintes mécaniques.

3 Matériaux à changement de phase pour le stockage latent

Au cours de ce paragraphe, le matériau candidat est recherché pour le stockage à chaleur latente qui sera couplé au récepteur. La température de fusion du PCM doit être supérieure à 600°C, pour maintenir l'air à la sortie du récepteur au-dessus de 600°C, et inférieure à 800°C, température de fonctionnement du récepteur. Comment choisir le bon matériau, comment l'utilise-t-on ? Nous allons répondre à ces questions au cours de ce troisième paragraphe.

3.1 Comment choisit-on un matériau à changement de phase ?

Selon Farid *et al.* (Farid 2004) la sélection d'un PCM se fait principalement en fonction de sa température de fusion. Kenisarin (Kenisarin 2010) passe en revue une liste très complète des principales caractéristiques accompagnant le choix d'un PCM. Selon les auteurs, il faut :

- Une température de fusion dans la gamme de température de fonctionnement du système ;
- Une capacité calorifique, chaleur latente et masse volumique élevées afin de réduire au minimum les dimensions du stockage ;
- Une fusion qui n'implique pas de changement de proportions stœchiométriques du matériau entre la phase solide et la phase liquide (valables pour les eutectiques) ;
- Une bonne répétabilité et reproductibilité du changement d'état (cycles et vieillissement) ;
- Une conductivité thermique élevée afin d'avoir un minimum de gradient dans le PCM et assurer une puissance élevée de charge et décharge du stockage ;
- Le minimum d'expansion volumique lors du changement d'état afin d'utiliser des structures géométriques simples contenant le PCM, cela limitera les dégâts dus aux contraintes mécaniques sur la structure du contenant ;
- Un phénomène de surfusion négligeable ;
- Une bonne stabilité chimique du matériau face au vieillissement ;
- Une bonne compatibilité chimique et une résistance à l'oxydation avec le contenant ;
- Une toxicité et inflammabilité aussi faible que possible ;
- De la disponibilité et un coût de revient bon marché.

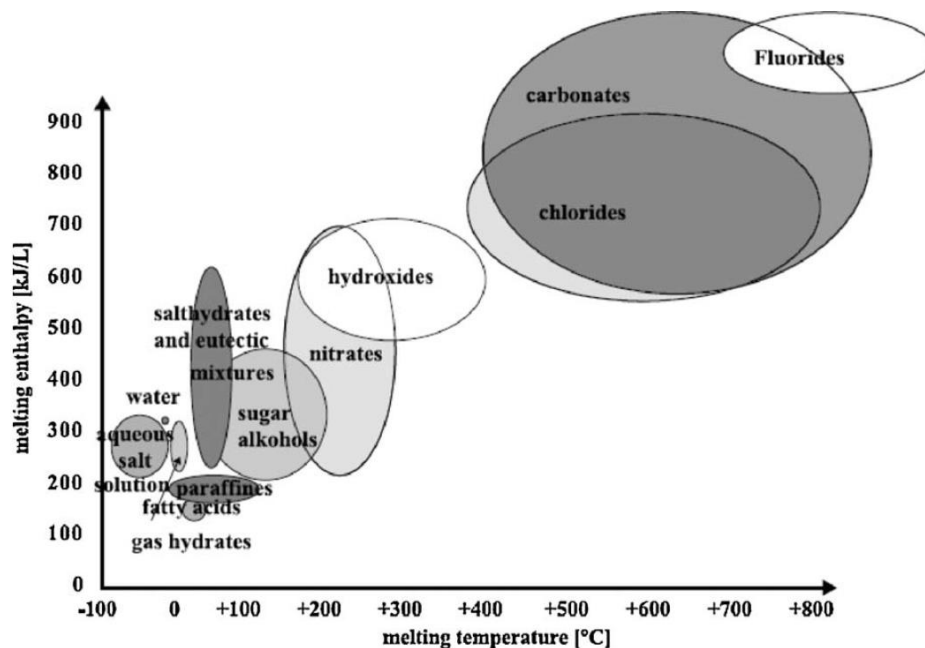


Figure 2.4. Chaleur latente en fonction de la température de fusion des grandes familles de PCM (Cabeza 2011)

A cette liste très complète, il faut que le PCM choisi soit facile à travailler (mis en poudre, compacté etc...) afin de limiter les coûts de mise en œuvre du TES. Le caractère recyclable du PCM doit également être pris en compte aujourd'hui. Le fournisseur doit être capable de recycler le produit fourni.

La température de changement de fusion des grandes familles de PCM est illustrée par la Figure 2.4. D'après ce diagramme, les PCMs ayant une température de fusion au-dessus de 600°C sont les composés chlorés, fluorés et les carbonates. La chaleur latente de ces PCMs est comprise entre 500 et 1500 kJ/kg. Les paraffines constituent une autre grande famille de PCMs largement utilisée dans la recherche du stockage thermique pour l'optimisation énergétique des bâtiments. La température de fusion d'une paraffine varie de 0 à 150°C avec une chaleur latente de fusion de l'ordre de 200 kJ/kg. Il n'est pas question d'utiliser la paraffine pour protéger le récepteur solaire mais elle est intéressante pour appréhender le comportement thermique et les transferts de chaleur dans un TES grâce à l'observation par photographie. Cela est possible puisque la paraffine solide est opaque tandis qu'elle est transparente une fois liquide.

3.2 Utilisation des matériaux à changement de phase

L'étude de Farid *et al.* (Farid 2004) liste les principales utilisations des PCMs. On retrouve des PCMs principalement dans le secteur du bâtiment pour la gestion du confort thermique, de l'électronique pour maintenir la température des composants en-dessous d'une température limite, et enfin plus rarement dans le solaire concentré.

Dans le bâtiment :

De nombreuses publications paraissent régulièrement dans la littérature en rapport avec l'optimisation énergétique des bâtiments. Qu'il s'agisse de résidentiel ou de tertiaire, il est avéré depuis des années déjà que nos constructions souffrent d'une mauvaise isolation thermique. Là est la principale raison de nos consommations énergétiques toujours plus élevées. Des chercheurs comme Kozak *et al.* (Kozak 2013), Lai et Hokoi. (Lai 2014) étudient donc comment optimiser la gestion de la température pour le confort des individus en s'appuyant sur le stockage de la chaleur dans les murs ou à l'intérieur de la ventilation, à l'aide de matériaux PCMs tels que les paraffines (T_{fusion} entre 20 et 40°C).

Dans l'électronique :

L'électronique est un secteur très innovant. Dans la littérature, on recense de nombreuses publications concernant la protection de composants électroniques. Les travaux de Mahmoud (Mahmoud 2013), Levin *et al.* (Levin 2013), et Leland et Recktenwald (Leland 2003) illustrent parfaitement cette catégorie. Même si la température de fonctionnement est très éloignée de notre application (un composant électronique fonctionne entre 50 et 80°C), le principe de protection est très proche de ce que l'on souhaite développer pour le récepteur solaire. L'idée est de placer un dispositif de stockage thermique en chaleur latente pour les mêmes raisons que les nôtres (volume et masse minimum) dans le but de protéger le composant. Ce dispositif nécessite une architecture métallique pour dissiper la chaleur du composant vers le PCM. Le système opère dans les deux sens. En fonctionnement, l'unité de stockage se charge, évitant au composant de trop chauffer. Au repos ou hors tension, l'unité de stockage se décharge lentement limitant un brusque choc thermique pour le composant.

Dans les centrales solaires à concentration :

Dans les centrales solaires à concentration, l'objectif principal est la compétitivité économique de la production d'électricité. C'est la raison pour laquelle on parle souvent de stockage thermique « de production ». C'est effectivement pour réguler la production électrique par rapport au cycle jour/nuit

que les stockages thermiques trouvent leur utilité première. Le stockage met alors en œuvre une grande quantité de matériau, souvent des sels fondus, dans deux cuves immenses de plusieurs dizaines de mètres de haut et de diamètre. Il peut également s'agir de stockage de vapeur. Là encore, de grandes cuves sont utilisées. La décharge des unités de stockage dure en général de 1 à 15 heures. Il s'agit bien évidemment de stockage en chaleur sensible. Il est rarement question de stockage thermique de courte durée (minutes). Des travaux de stockage en chaleur latente existent, mais à des niveaux de température inférieurs à 600°C. La publication de Cardenas *et al.* (Cardenas 2013) relate de nombreux travaux liés au stockage à chaleur latente pour les centrales solaires à concentration. Les travaux de Longeon *et al.* (Longeon 2013) se focalisent sur l'utilisation de paraffine compartimentée entre des ailettes circulaires placées autour d'un tube dans lequel de l'air circule. Il s'agit là d'une première approche expérimentale, l'objectif futur est de remplacer le PCM afin de stocker à des températures beaucoup plus élevées autour de 400°C. Laing *et al.* (Laing 2013) ont utilisé un sel de nitrate, du NaNO_3 (fusion à 305°C), afin de réduire les coûts d'un stockage pour la génération directe de vapeur dans les centrales solaires cylindro-paraboliques. Le système a prouvé ses performances sur un banc expérimental à l'échelle pilote avec une puissance de 1 MW avec 700 kWh de capacité de stockage. A plus petite échelle Laing *et al.* ont testé une architecture métallique de type flocon de neige afin d'améliorer encore les transferts de chaleur et la répartition de la température dans le NaNO_3 . Les travaux de Zheng *et al.* (Zheng 2015) utilisent également le sel NaNO_3 comme matériau de stockage latent mais avec une approche d'encapsulation. Le NaNO_3 est également utilisé dans les travaux de Pincemin *et al.* (Pincemin 2008) et de Gokon *et al.* (Gokon 2015). Gokon *et al.* ont travaillé sur la protection thermique d'un tube absorbeur dans une centrale solaire à tour. Il s'agit de l'étude la plus proche des travaux que nous menons. L'intensification des transferts de chaleur au sein de ce matériau est cette fois réalisée par addition de graphite. La conductivité thermique apparente est ainsi multipliée par un facteur 14. Le couplage du graphite et de l'encapsulation a été étudié par Calvet *et al.* (Calvet 2013) avec de l'eau en guise de PCM.

Le stockage thermique à chaleur latente pour des températures supérieures à 300°C est un sujet neuf dans le CSP. L'idée même de la protection thermique du récepteur à partir de PCM est nouvelle.

3.3 Identification des matériaux à changement de phase

Afin d'étudier le stockage thermique à chaleur latente, nous travaillons par étape, à deux niveaux de température, comme l'on fait Longeon *et al.* (2013). Dans un premier temps, il est question de sélectionner une paraffine pour travailler à des températures proches mais supérieures à l'ambient. Dans un second temps, un PCM dans la gamme 600-800°C est sélectionné. L'intérêt de travailler à basse température est de visualiser le changement d'état au cours du temps grâce à la transformation solide opaque / liquide transparent de la paraffine. Le choix de la paraffine s'est fait en considérant une température de fusion autour de 50°C, soit une trentaine de degré au-dessus de l'ambient, afin de pouvoir décharger rapidement le stockage en utilisant une circulation d'air ambient ou d'eau. Les propriétés de cette paraffine sont listées dans le paragraphe suivant. Le choix du PCM à haute température a été initié au cours de travaux de recherche effectués dans ce domaine, en collaboration entre le laboratoire PROMES-CNRS et le LITEN-CEA. Deux matériaux candidats ont été sélectionnés :

- Parmi les chlorures, fluorures et les carbonates (Figure 2.4), le choix s'est porté vers les carbonates, moins corrosifs vis-à-vis d'un métal. Le carbonate de lithium, Li_2CO_3 , semble compatible avec le cuivre, et est doté de bonnes propriétés thermiques parmi les composés inorganiques. Sa température de fusion se situe proche de 730°C. Le Li_2CO_3 a été étudié comme PCM pour protéger un tube absorbeur solaire par Gokon *et al.* en 2008. Le carbonate de lithium est par ailleurs souvent mis en œuvre dans l'élaboration de composés eutectiques (des

mélanges de PCMs) avec d'autres carbonates (potassium ou sodium) permettant d'ajuster le point de fusion. Cette caractéristique sera approfondie à la fin du mémoire lors du dimensionnement du stockage associé à chaque module absorbeur du récepteur.

- Un deuxième PCM a été sélectionné à un niveau de température intermédiaire. Il s'agit de l'aluminium-silicium, AlSi. Cet alliage métallique devient liquide à 577°C (88% de Al, 12% de Si) et est doté d'une conductivité thermique plus élevée que les PCMs classiques (190 W/(m.K)). Le AlSi est utilisé pour protéger thermiquement un récepteur tubulaire de centrale solaire à tour (Gokon *et al.* 2015) en remplacement du nitrate de sodium (NaNO₃), trop corrosif et mauvais conducteur thermique. Le AlSi est un alliage dont les proportions de Al et de Si peuvent être ajustées. Les propriétés thermiques varient en fonction (Wang *et al.* 2015).

La thèse est consacrée à l'étude des modules les plus chauds du récepteur dont la protection thermique est envisagée en utilisant du carbonate de lithium comme matériau stockeur de chaleur.

3.3.1 Propriétés thermophysiques de la paraffine (53°C)

La paraffine est une longue chaîne carbonée de type C_nH_{2n+2}. C'est un hydrocarbure. A l'état solide, la paraffine est équivalente à de la bougie blanche et opaque, à l'état liquide elle a l'aspect d'une huile très fluide et transparente. La paraffine utilisée dans mes travaux a une température de fusion comprise entre 51 et 53°C. L'essentiel des informations sur les propriétés de la paraffine est inspiré de la littérature avec des paraffines dont le point de fusion est proche. Les publications d'Abhat en 1983, Inaba *et al.* en 1997, et Farid *et al.* en 2004 sont particulièrement intéressantes puisqu'elles permettent d'identifier les propriétés thermophysiques de la paraffine utilisée ici (Tableau 2.4).

Propriété		Abhat (1983)	Farid (2004)	Inaba (1997)
Formule		C ₂₅ H ₅₂ (Pentacosane)		
Masse molaire	g/mol	202		
Température de fusion	°C	53	64	54,15
Chaleur latente de fusion	kJ/kg	189	173,6	164
Capacité calorifique	J/(kg.K)	2100		2100 (sol) – 2600 (liq)
Conductivité thermique	W/(m.K)	0.21 (sol)	0.346 (sol) – 0.189 (liq)	0,26 (sol) – 0,18 (liq)
Masse volumique	kg/m ³	912 (sol) – 769 (liq)	916 (sol) – 790 (liq)	980 (sol) – 800 (liq)
Viscosité	Pa.s	0.001 (Wang et al 2008)		
Coefficient d'expansion volumique	K ⁻¹	0.001 (Wang et al 2008)		

Tableau 2.4. Propriétés thermophysiques de la paraffine

Le professeur D. Marty en 2013 (voir en Annexe) de l'école des Mines d'Albi, a mesuré la température de fusion de la paraffine à 54°C et la chaleur latente de fusion comprise entre 151 et 155 kJ/kg. La masse volumique est mesurée au laboratoire PROMES avec une incertitude de ± 10 kg/m³.

$$\rho_{Paraffine,sol} = 863 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{Paraffine,liq} = 790 \text{ kg/m}^3$$

Les mesures effectuées sont légèrement éloignées des valeurs données par Abhat et Farid *et al.* Mise à part la masse volumique de la paraffine solide, les résultats indiquent que la paraffine dont nous disposons est la même que celle étudiée par Inaba *et al.* En conséquence, nous choisirons d'utiliser pour la masse volumique et la chaleur latente les valeurs mesurées, et pour les autres propriétés celles données par Inaba *et al.* en priorité puisque la température de fusion est la même.

3.3.2 Propriétés thermophysiques du carbonate de lithium (723°C)

Parce qu'il s'agit du matériau à changement de phase au cœur des problématiques de stockage de matière, les propriétés du carbonate de lithium sont détaillées de façon exhaustive. Ce matériau nous intéresse particulièrement entre 600 et 800°C (zone verte dans les graphes).

Composition chimique:

Le carbonate de lithium est composé d'atomes de lithium, de carbone et d'oxygène liés par la formule Li_2CO_3 . A l'état solide tel qu'il est fourni, il s'agit d'une poudre blanche. Après une solidification, le Li_2CO_3 solide devient compact et dur. A l'état liquide (j'ai brièvement entre-ouvert la porte d'un four, vers 750°C), le Li_2CO_3 a l'aspect d'un liquide transparent semblable à l'eau. Sa masse molaire vaut :

$$M_{\text{Li}_2\text{CO}_3} = 73,9 \text{ g/mol}$$

Selon la fiche internationale de sécurité (<http://www.cdc.gov/niosh/ipcsnfrn/nfrn1109.html>), le carbonate de lithium n'est pas un combustible, mais est un produit irritant pour son utilisateur. Il provoque des rougeurs et des irritations de la peau, des yeux. En cas d'inhalation, il provoque la toux, des maux de tête, des nausées et un mal de gorge. La dispersion de poussières est à éviter. Le port d'un masque de protection est fortement recommandé.

Température de fusion :

Plusieurs auteurs ont étudié le carbonate de lithium et mesuré sa température de fusion. Les valeurs qu'ils ont retenues pour le carbonate de lithium sont regroupées dans le Tableau 2.5.

Auteur – Année	Température de fusion Li_2CO_3
Le Chatelier - 1894	710°C – 735°C
Base de données russe (1940 – 2008)	732°C
Volkova - 1958	732°C
Janz et Lorenz - 1961	726°C
Janz et al - 1979	719°C – 726°C
Barrett et al - 1982	722°C
Trunin - 1983	732°C
Fiche internationale de sécurité chimique (Aujourd'hui)	723°C

Tableau 2.5. Température de fusion du carbonate de lithium

Sans considérer les mesures de Le Chatelier, dont on peut douter de la précision des instruments compte tenu de l'époque, les autres références établissent une **température de fusion** du Li_2CO_3 **comprise entre 719 et 732°C**.

La déstructuration du carbonate de lithium liquide intervient à partir de 800°C selon une base de données russe (voir lien dans les références à la fin de ce chapitre) et se dégrade complètement vers 1270°C. L'ébullition survient vers 1310°C. Pratiquement, dans les expériences, la température de 800°C n'a jamais été dépassée pour le Li_2CO_3 .

Masse volumique :

La masse volumique du carbonate de lithium à l'état solide est référencée à 20°C à 2110 kg/m³ (base de données russe, fiche internationale de sécurité et publication de Cardenas *et al.* en 2013). J'ai mesuré (09/2013) cette masse volumique, après avoir fondu puis laisser refroidir jusqu'à 20°C du Li_2CO_3 dans des récipients de volume connu. Les mesures sont comprises entre 1876 et 1981 kg/m³. Ces valeurs sont plus faibles que la valeur de référence. Pourtant, en partant de la valeur de masse volumique liquide mesurée par Janz *et al.* (1979), soit 1826 kg/m³, et en lui affectant le coefficient d'expansion volumique de 7% lié à la fusion, la masse volumique du solide est de 1953 kg/m³. Soit une

valeur comprise dans la gamme des mesures que j'ai effectuée. La masse volumique du Li_2CO_3 solide est donc incertaine. Par la suite, la valeur de référence est affectée d'une incertitude confortable de 10%, afin d'envisager une valeur plus proche des mesures.

$$\rho_{\text{Li}_2\text{CO}_3\text{sol}} = 2110 \text{ kg/m}^3 \pm 10\%$$

La masse volumique du Li_2CO_3 liquide a fait l'objet de mesures expérimentales par deux auteurs avec une incertitude inférieure à 1% (Janz *et al.* en 1961 et Liu *et al.* en 2003). Leurs mesures sont reportées sur la Figure 2.5. Les données de Liu *et al.* sont plus récentes et correspondent aux mesures de Janz *et al.* La masse volumique du Li_2CO_3 liquide peut s'exprimer par une relation polynomiale de T :

$$\rho_{\text{Li}_2\text{CO}_3\text{liq}} = -0,3729 T(^{\circ}\text{C}) + 2100,8 \text{ kg/m}^3 \quad (2.6)$$

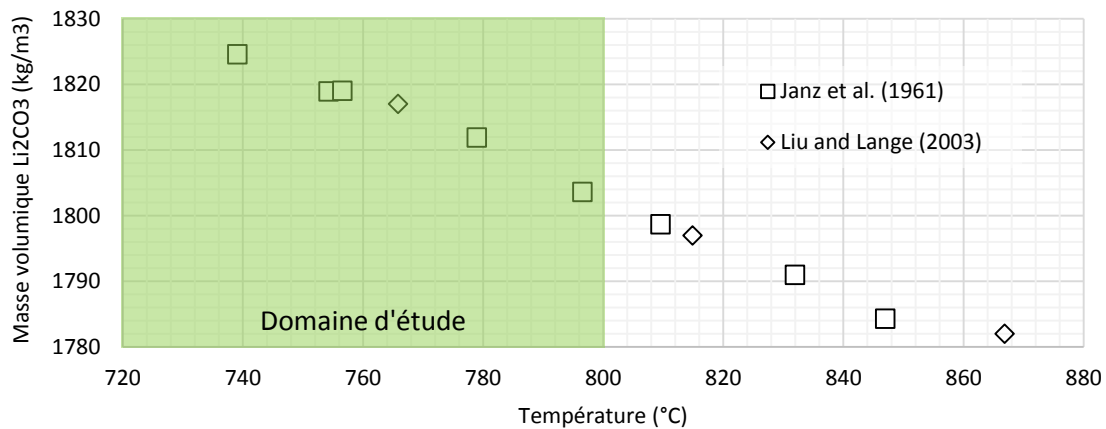


Figure 2.5. Mesures expérimentales de la masse volumique du Li_2CO_3 liquide

Conductivité thermique :

La conductivité thermique, notée k , a été étudiée par Gokon *et al.* (Gokon 2008), Yaws (Yaws 2009) et Janz *et al.* (Janz 1979). Globalement elle varie entre 1,5 W/(m.K) pour le solide et 2,5 W/(m.K) pour le liquide. Janz *et al.* donnent 3 relations polynomiales de son évolution en fonction de la température en Kelvin (relation 2.7)

$$\begin{aligned} k_{\text{Li}_2\text{CO}_3\text{sol}} &= 10,141 - 2,0499 \cdot 10^{-2}T + 1,1783 \cdot 10^{-5}T^2 & 420 < T < 640\text{K} \\ k_{\text{Li}_2\text{CO}_3\text{sol}} &= 7,5951 - 1,2937 \cdot 10^{-2}T + 6,8050 \cdot 10^{-5}T^2 & 660 < T < 1000\text{K} \\ k_{\text{Li}_2\text{CO}_3\text{liq}} &= -1,36 + 3,3277 \cdot 10^{-3}T & 1000 < T < 1140\text{K} \end{aligned} \quad (2.7)$$

L'incertitude sur la conductivité thermique est estimée à 10 % pour le solide et 20% pour le liquide.

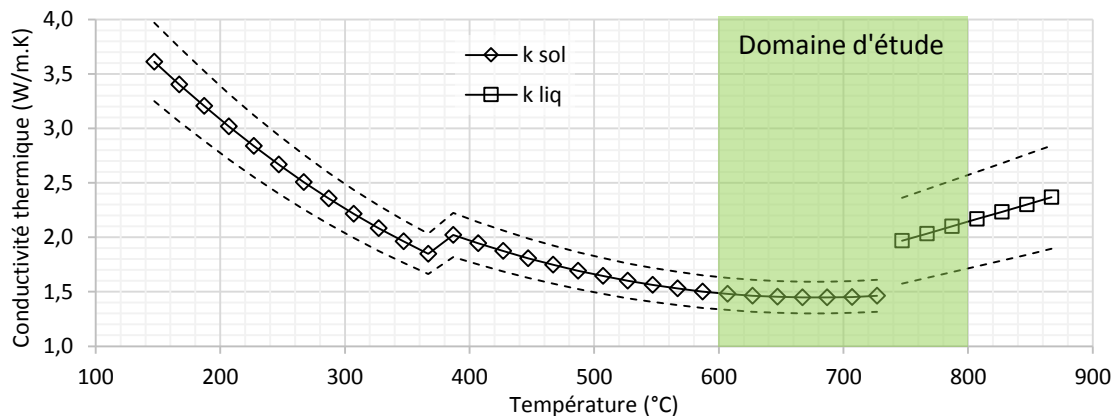


Figure 2.6. Evolution de la conductivité thermique du Li_2CO_3 en fonction de T (Janz 1979)

Compte tenu de l'**incertitude élevée** sur la conductivité thermique du Li_2CO_3 (20%), celle du **solide (600°C)** est choisi constante, avec **1,5 W/(m.K)**, et celle du **liquide (800°C)** vaut **2,1 W/(m.K)**.

Capacité calorifique :

La capacité calorifique du Li_2CO_3 évolue de 1300 à 1900 J/(kg.K) entre 20°C et 300°C selon Kourkiva (Kourkiva 2006). Dans la gamme de température de 600 à 800°C les auteurs choisissent une valeur constante du C_p (solide et liquide) de 2500 J/(kg.K) (Gokon *et al.* 2008 et Yaws 2009). Janz *et al.* (Janz 1963) ont mesuré avec 0,5% de précision une évolution linéaire de la capacité calorifique liquide :

$$C_{p\text{Li}_2\text{CO}_3\text{liq}} = 1745 + 0,766 T \quad , \quad 1000 < T < 1150 \text{ K} \quad (2.8)$$

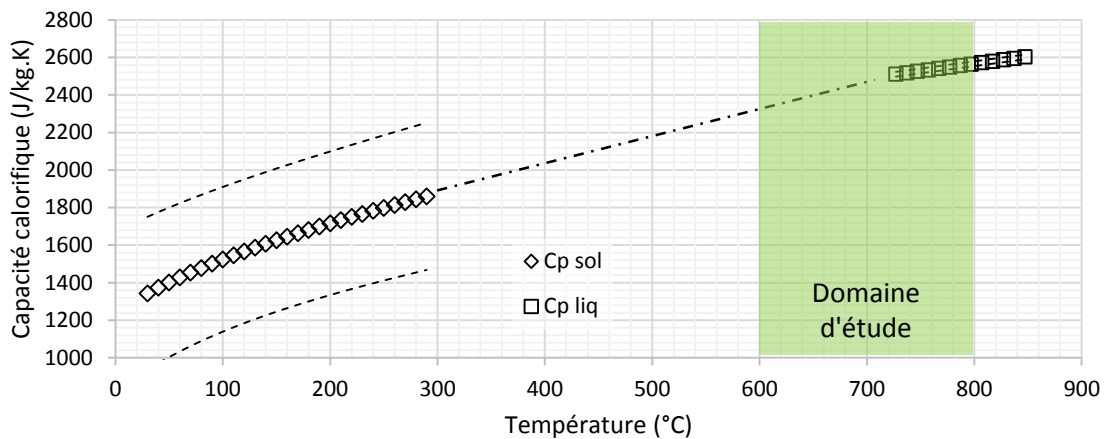


Figure 2.7. Evolution de la capacité calorifique du Li_2CO_3 en fonction de T (Kourkiva 2006 en solide et Janz 1963 en liquide)

Les mesures des deux références sont tracées sur la Figure 2.7. Selon toute vraisemblance le C_p évolue d'une façon presque linéaire entre 300 et 700°C. A partir de cette évolution supposée, **la capacité calorifique** du Li_2CO_3 **solide est fixée à 2300 J/(kg.K)** et celle du **liquide est fixée à 2500 J/(kg.K)**.

Chaleur latente de fusion / solidification:

La chaleur latente, notée L, est donnée par plusieurs auteurs dans le Tableau 2.6. D'après le Tableau 2.6, une incertitude subsiste sur **la chaleur latente**. Dans les applications numériques, deux valeurs extrêmes seront utilisées pour encadrer la chaleur latente : **500 et 600 kJ/kg**.

Auteur – Année	Chaleur latente de fusion Li_2CO_3
Janz et al - 1963	554 kJ/kg ($\pm 10\%$)
Trunin - 1983	509 kJ/kg
Cardenas et al - 2013	509 kJ/kg
Gokon et al - 2008	566 kJ/kg

Tableau 2.6. Chaleur latente de fusion du carbonate de lithium

Viscosité :

D'après la base de données russe (voir lien en référence), la viscosité dynamique du Li_2CO_3 liquide est donnée pour trois températures :

Température (°C)	777	817	847
Viscosité (10^{-3} Pa.s)	4,64	3,36	2,83

Tableau 2.7. Viscosité dynamique du carbonate de lithium

La viscosité n'intervient que dans les équations de Navier-Stokes pour modéliser la convection naturelle du liquide. Avec un ordre de grandeur de la viscosité de 0,004 Pa.s, le calcul du nombre de Rayleigh (caractéristique de cette convection) montrera que la convection naturelle n'a pas d'influence.

Tension de surface :

Des valeurs de tension de surface du Li_2CO_3 sont regroupées dans le Tableau 2.8, d'après les données de Liu *et al.* (2003) et celles de la base de données russe.

Température (°C)	750	766	800	815	850	867
Tension de surface (N/m) (BdD russe)	0,243		0,241		0,239	
Tension de surface (N/m) (Liu <i>et al.</i> 2003)		0,221		0,253		0,264

Tableau 2.8. Tension de surface du carbonate de lithium

Une valeur moyenne de la tension de surface est retenue : $\sigma = 0,233 \text{ N/m}$.

Coefficient de dilatation thermique du liquide:

A partir des valeurs de volume mesurées par Liu *et al.* (2003), il est possible de remonter à la valeur du coefficient de dilatation thermique du liquide exprimé par la relation (2.9). Ce coefficient est de l'ordre de $0,00023 \text{ K}^{-1}$. La dilatation thermique n'est pas prise en compte dans les applications numériques.

$$\alpha = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} \quad (2.9)$$

Température (°C)	766	815	867
Volume mesuré (cm^3)	40,67	41,12	41,47
Expansion volumique (K^{-1})	-	0,00023	0,00026

Tableau 2.9. Dilatation thermique du carbonate de lithium

Variation de masse volumique lors du changement d'état :

L'expansion volumique associée à la fusion est de l'ordre de 7% selon Janz *et al.* (1979).



Ce qu'il faut retenir

Tableau récapitulatif des propriétés thermophysiques du carbonate de lithium

Les valeurs extrêmes des propriétés thermophysiques du Li_2CO_3 sont données avec leur incertitude.

Propriété du Li_2CO_3	Valeur
Masse molaire g/mol	73,9
Température de fusion °C	725 ± 7
Chaleur latente de fusion kJ/kg	550 ± 50
Capacité calorifique J/(kg.K)	2300 (sol) - 2500 (liq)
Conductivité thermique W/(m.K)	$1,5 \text{ (sol)} - 2,1 \text{ (liq)} \pm 20\%$
Masse volumique kg/m ³	$2110 \text{ (sol)} - 1800 \text{ (liq)} \pm 10\%$
Viscosité Pa.s	0,004 (liq)
Coefficient d'expansion volumique K^{-1}	0,00023 (liq)
Tension de surface moyenne [750 – 800°C] N/m	0,233 (liq)

Tableau 2.10. Propriétés thermophysiques retenues du carbonate de lithium

3.3.3 Compatibilité chimique du carbonate de lithium et du cuivre

Conformément aux critères de choix d'un PCM, il est maintenant question d'étudier la compatibilité du carbonate de lithium avec le cuivre qui sera le composant principal de l'enveloppe du stockage thermique, selon les recommandations de Abhat (Abhat 1983, Figure 2.3). La compatibilité entre la paraffine et le cuivre est considérée comme valide (matériaux régulièrement en contact dans la littérature). L'étude de compatibilité du carbonate de lithium n'est pas abordée dans la littérature. Nous avons décidé de la tester d'abord théoriquement à l'aide du logiciel de thermochimie HSC puis expérimentalement par analyse DRX d'une pastille de cuivre plongée dans le carbonate de lithium liquide.

3.3.3.1 Analyse théorique de la compatibilité $\text{Li}_2\text{CO}_3 / \text{Cu}$:

Le logiciel HSC est utilisé. Il calcule les équilibres thermochimiques entre les différentes espèces présentes en fonction de la température et de la pression par rapport à des références connues. Deux simulations sont effectuées en mettant en présence uniquement le Li_2CO_3 et le Cu dans un premier temps, puis en ajoutant de l'air (20% de O_2 et 80% de N_2) dans un second temps (Tableau 2.11). En effet, avec l'expansion volumique du PCM, on peut s'attendre à ce que le volume vide soit comblé par de l'air. Le logiciel calcule alors les interactions chimiques pour des températures de 20 à 800°C.

Pourcentage massique	Li_2CO_3	Cu	Dioxygène O_2 (gaz)	Diazote N_2 (gaz)	Total
Simulation 1 (sans air)	70%	30%	0%	0%	100%
Simulation 2 (avec air)	25%	25%	10%	40%	100%

Tableau 2.11. Pourcentage massique d'espèce en présence dans les deux simulations effectuées

Simulation 1 (sans air) : dès 20°C, le cuivre se transforme de façon équitable en Cu et Cu(FCC) qui est un cuivre dont l'arrangement des atomes est différent du cuivre ordinaire. La quantité de Li_2CO_3 présente à 20°C se retrouve à 800°C. Aucune nouvelle espèce n'apparaît. Il n'y a donc aucune interaction entre les deux espèces.

Simulation 2 (avec air) : dès 20°C, le cuivre se transforme de façon équitable en CuO (oxyde de cuivre) et en CuO(T) qui est un arrangement atomique particulier du CuO. Entre 600 et 650°C, la quantité de Li_2CO_3 présente au départ commence à diminuer. De nouvelles espèces se créent comme le Li_2O , le Cu_2O et le CO_2 sous forme gazeuse. Ces trois nouvelles espèces sont en proportions très minimes, à peine 1% pour les trois espèces (on peut parler de traces), par rapport au N_2 , O_2 , Li_2CO_3 et CuO. Donc en présence d'air, le cuivre s'oxyde tandis que le Li_2CO_3 reste quasiment intact.

Selon le logiciel, le carbonate de lithium et le cuivre sont compatibles thermo-chimiquement même si des réactions non prises en compte par le logiciel peuvent se produire en présence de la phase liquide qui est en meilleure interaction avec le métal.

3.3.3.2 Analyse expérimentale de la compatibilité $\text{Li}_2\text{CO}_3 / \text{Cu}$:

Dans le but de déterminer la compatibilité de façon expérimentale il est possible de se référer à la norme ASTM G1 intitulée « Standard practice for preparing, cleaning, and evaluation corrosion test specimens ». Cette norme établit un protocole standard de détermination de la corrosion d'un métal par rapport à une autre espèce. Cette norme, découverte après la campagne expérimentale, n'a malheureusement pas été suivie lors des expériences.



Figure 2.8. Résultats avant/après test de compatibilité thermochimique.

L'expérience a consisté à placer dans un four une pastille de cuivre de 3 mm d'épaisseur pour 25 mm de diamètre (masse 10 g) dans un récipient rempli de carbonate de lithium. L'ensemble est porté à une température de 800°C pendant une heure. Les photos suivantes (Figure 2.8) montrent les différentes étapes et notamment l'état de l'ensemble avant / après chauffe. La Figure 2.8 montre, de gauche à droite, la mise en place de la pastille, la pastille immergée, l'ensemble après chauffe à 800°C, et l'état de la pastille dégagée du carbonate de lithium.

Observations :

- Le carbonate de lithium s'est compacté au fond du creuset. Ceci s'explique car le carbonate de lithium est initialement placé sous forme de poudre non compactée. En devenant liquide, le Li_2CO_3 a retrouvé sa masse volumique en libérant l'air piégé.
- Le carbonate de lithium a changé de couleur. Il est devenu brun-gris. Ceci est sans doute dû à la présence de cuivre. En effet, sans présence de cuivre, le Li_2CO_3 recuit a plutôt une couleur orangée. Un autre indicateur est le changement dans la stœchiométrie du carbonate de lithium. Les analyses en DRX montrent de légères différences dans les diffractogrammes des poudres de carbonate de lithium (Figure 2.9).
- La pastille de cuivre, une fois extraite du carbonate de lithium a formé une pellicule de ce qui semble être un oxyde métallique, ses dimensions n'ont pas significativement changé ni même sa masse (toujours de 10 g après la chauffe).

La pastille n'étant pas restée suffisamment longtemps en contact avec le carbonate de lithium, il n'est pas possible de se référer à la norme ASTM G1.

Analyse DRX de la surface de la pastille de cuivre et du carbonate de lithium après chauffe :

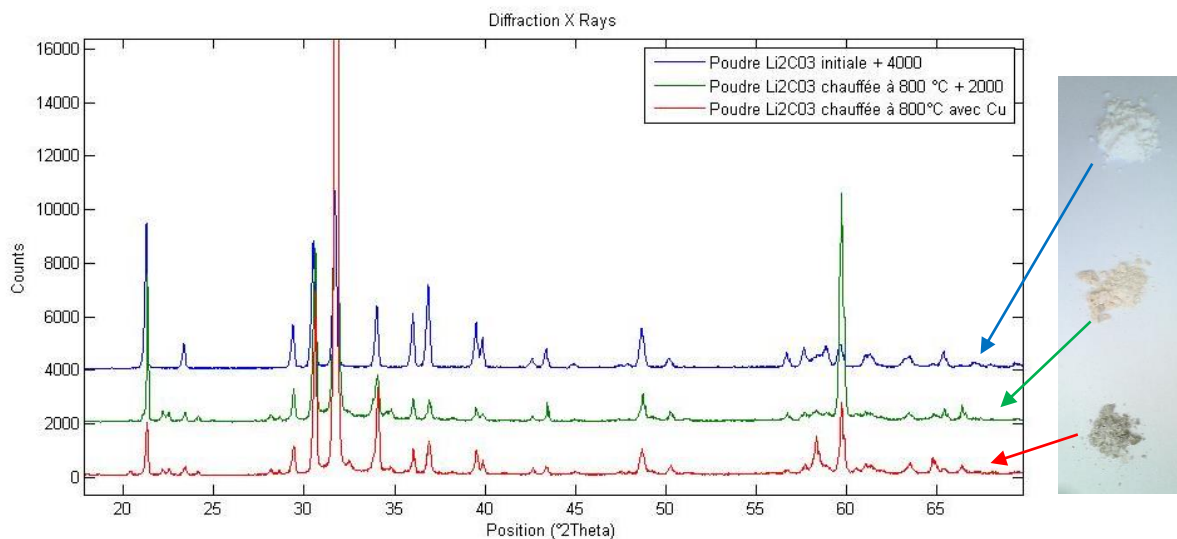


Figure 2.9. Comparaison des diffractogrammes de Li_2CO_3 chauffé différemment

L'analyse DRX de trois échantillons de carbonate de lithium est comparée (Figure 2.9). Un premier échantillon correspond à du carbonate de lithium brut (fournisseur), le second est recuit simplement en présence d'air dans un bécher en alumine, enfin le troisième échantillon est recuit en présence de cuivre. Sur la Figure 2.9, un décalage de +2000 (poudre chauffée à 800°C) et +4000 counts (poudre sous sa forme initiale) distingue les trois courbes. Les trois diffractogrammes sont quasiment identiques au niveau de la position de la plupart des pics excepté à l'angle 59° où un pic apparaît lorsque le carbonate de lithium est chauffé en présence d'air avec ou sans cuivre. Ce pic correspond à la formation d'un oxyde du lithium. Le carbonate de lithium avec ou sans cuivre présente toutes les caractéristiques d'un carbonate de lithium normal. La présence de cuivre n'est pas détectée dans le Li_2CO_3 . L'analyse DRX sur des échantillons de cuivre est présentée sur la Figure 2.10. Le diffractogramme d'une pastille de cuivre initiale (qui n'a pas subi de chauffe, décalage de +4000) est comparé à celui d'une même pastille de cuivre recuite (décalage de +2000). Un troisième échantillon concerne une poudre d'oxyde de cuivre récupérée sur un creuset en cuivre dont la partie en contact avec l'air chaud du four s'est fortement oxydée et effritée.

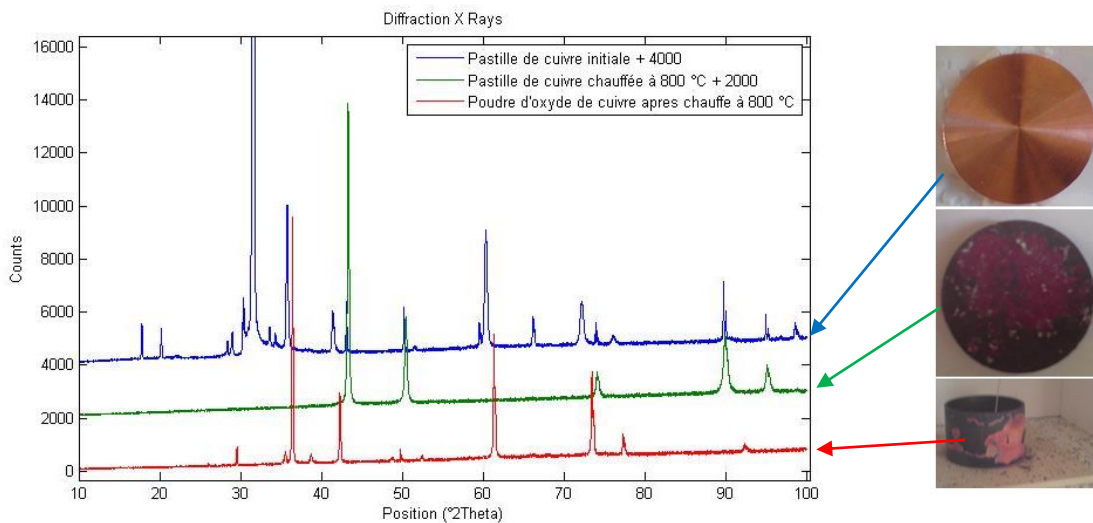


Figure 2.10. Diffractogramme de la pastille de cuivre initiale, et chauffée à 800°C avec ou sans carbonate de lithium

La comparaison des diffractogrammes montre que le cuivre recuit en contact avec le Li_2CO_3 est complètement différent au niveau de sa structure par rapport au cuivre initial. Sur les 15 pics caractéristiques de la courbe bleue (pastille initiale), seuls 6 se retrouvent sur la courbe verte (pastille recuite). La pastille de cuivre recuite n'a pourtant pas formé d'oxyde de cuivre. En effet, les 6 pics identifiés ne correspondent pas aux pics de la courbe rouge (oxyde de cuivre). Le cuivre recuit dans le carbonate de lithium a subi une déformation majeure au niveau de sa structure mais ne s'est pas oxydé. Le Li_2CO_3 joue un rôle de revêtement protecteur pour le cuivre plutôt qu'agent de dégradation. On ne trouve ni traces de cuivre dans le carbonate de lithium, ni traces de carbonate de lithium dans le cuivre. Les deux espèces sont donc compatibles et n'interagissent pas entre elles.



Ce qu'il faut retenir

Choix des matériaux à changement de phase

Deux PCMs sont sélectionnés. La paraffine (fusion à 53°C) est utilisée à basse température, tandis que le carbonate de lithium (Li_2CO_3 , fusion à 723°C) est utilisé à haute température. Les propriétés de ces matériaux sont regroupées dans les Tableau 2.4 et Tableau 2.10 respectivement. La paraffine sera utilisée pour une première approche expérimentale du stockage à chaleur latente. Malgré de très bonnes propriétés thermiques, le Li_2CO_3 a une conductivité thermique relativement faible et donc incompatible avec des flux de chaleur élevés. L'intensification de ces transferts de chaleur à l'aide d'une structure en cuivre est inévitable. D'après un logiciel de simulation, le cuivre et le carbonate de lithium sont compatibles thermo-chimiquement pour une application de stockage thermique jusqu'à 800°C. Cette conclusion est confirmée expérimentalement sur quelques heures de fonctionnement.

4 Intensification des transferts de chaleur au sein d'un PCM

Les PCMs sont des matériaux intéressants pour le stockage thermique grâce à leur capacité calorifique et leur chaleur latente élevées. Cependant ils ont une conductivité thermique relativement faible par rapport à des métaux ou des alliages (facteur 100, voir Tableau 2.3). Or la conductivité thermique est au cœur des transferts de chaleur dans le stockage qui se font principalement par conduction et éventuellement par convection si le PCM liquide entre en mouvement convectif. Les transferts conductifs obéissent à la loi de Fourier :

$$\varphi (W/m^2) = \frac{k}{e} \times \Delta T \quad (2.10)$$

Avec k la conductivité thermique en $W/(m.K)$, e la distance entre deux points du même matériau, et ΔT l'écart de température entre ces deux points. L'objectif de notre stockage thermique de protection est la décharge de son énergie stockée (5 MJ) en 15 minutes. Avec la faible conductivité thermique du carbonate de lithium ($< 3 W/(m.K)$), cet objectif ne peut pas être atteint. Il est donc nécessaire d'intensifier les transferts de chaleur au sein du stockage en ajoutant une proportion de matériau à conductivité thermique élevée. Plusieurs techniques existent :

- L'ajout de graphite au sein même du PCM afin d'augmenter sa conductivité thermique apparente ;
- L'encapsulation pour augmenter la surface d'échange, très pratique dans le cas de stockages actifs dans lesquels le fluide caloporteur traverse le TES ;
- L'ajout d'une structure métallique qui compartimente le PCM pour augmenter la surface d'échange, facile à mettre en œuvre dans le cas d'un stockage passif.

4.1 Intensification par ajout de graphite

L'ajout de particules de graphite dans le PCM est issu d'une réflexion du point de vue du matériau. L'objectif est de doper les performances thermiques du PCM de façon intrinsèque. Pour cela, Pincemin *et al.* (Pincemin 2008) proposent l'ajout de graphite naturel (GN) ou graphite naturel expansé (GNE) à l'échelle microscopique (particules de 10 à 160 μm). La mesure des différentes propriétés thermiques du PCM dopé montre que selon la proportion de graphite ajoutée (jusqu'à 30% en masse) la conductivité thermique peut être multipliée par un facteur 14 sans que la capacité calorifique, la chaleur latente ni même le point de fusion du PCM ne changent significativement. L'étude a été menée pour des matériaux dont la température de fusion varie entre 200 et 300°C et il serait intéressant de tester cette méthode à des températures plus élevées.

4.2 Intensification par encapsulation

Une autre technique largement employée pour améliorer les transferts de chaleur est l'encapsulation. Cette technique a pour objectif de placer le PCM dans une capsule afin d'augmenter la surface d'échange entre le fluide de transfert (eau, air, huile) et le PCM. La matière de la capsule dépend du niveau de température et des matériaux en présence.

Par exemple, Zukowski (Zukowski 2007) développe une unité de stockage thermique de courte durée (de 80 à 240 min pour la charge et de 50 à 90 min pour la décharge) pour la gestion optimisée du traitement de l'air dans les bâtiments. Pour cela il utilise des capsules composées d'un film de polyéthylène enfermant de la paraffine (49-57°C). La vue schématique de la Figure 2.11 donne une idée de l'agencement des capsules dans le boîtier de ventilation.

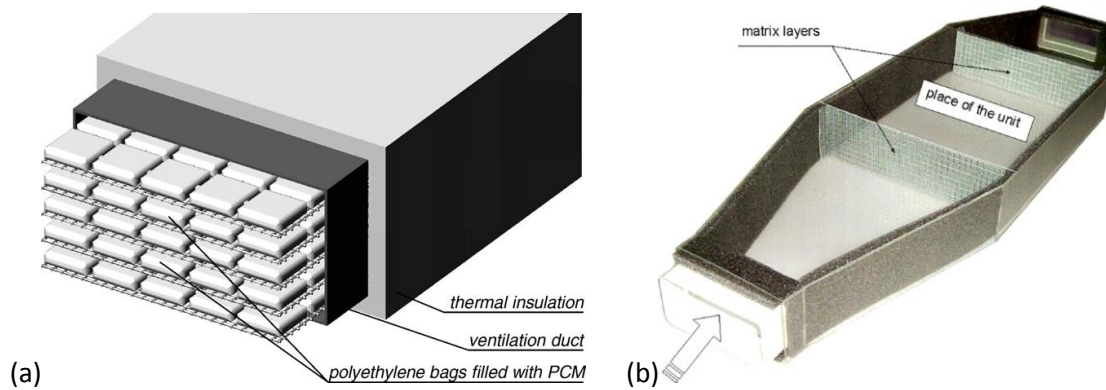


Figure 2.11. (a) Vue schématique de l'unité de stockage développée par Zukowski et (b) mise en place dans un banc expérimental

Dans la même idée de confort énergétique, Zhang *et al.* (Zhang 2010) expliquent comment ils fabriquent des capsules de silice autour d'un cœur composé de n-octadécane. Ils augmentent ainsi la conductivité thermique jusqu'à un facteur 4, et améliorent donc de l'échange de chaleur. Onder *et al.* (Onder 2008) utilisent des microcapsules de polymère biodégradable pour emprisonner de la paraffine dans le but d'améliorer les performances de vêtements textiles (température inférieure à 50°C). Dans ce cas, l'encapsulation permet de mieux répartir le PCM au sein d'un matériau plus étendu (et de contenir le liquide) et d'augmenter la capacité calorifique de l'ensemble plutôt que d'augmenter la conductivité thermique.

A plus haute température, Zheng *et al.* (Zheng 2015) encapsulent du NaNO_3 (fusion à 308°C) dans de larges capsules en acier inoxydable (76 mm de diamètre et 254 de haut) avec 30% de vide afin de permettre l'expansion volumique du PCM. Leur banc expérimental a prouvé ses performances pour stocker l'énergie de l'air à 440°C traversant le TES (Figure 2.12). La durée d'un cycle thermique, de l'ambient jusqu'à 386°C , est de 3 h 30 min, soit un stockage de longue durée applicable au cylindro-parabolique par exemple.

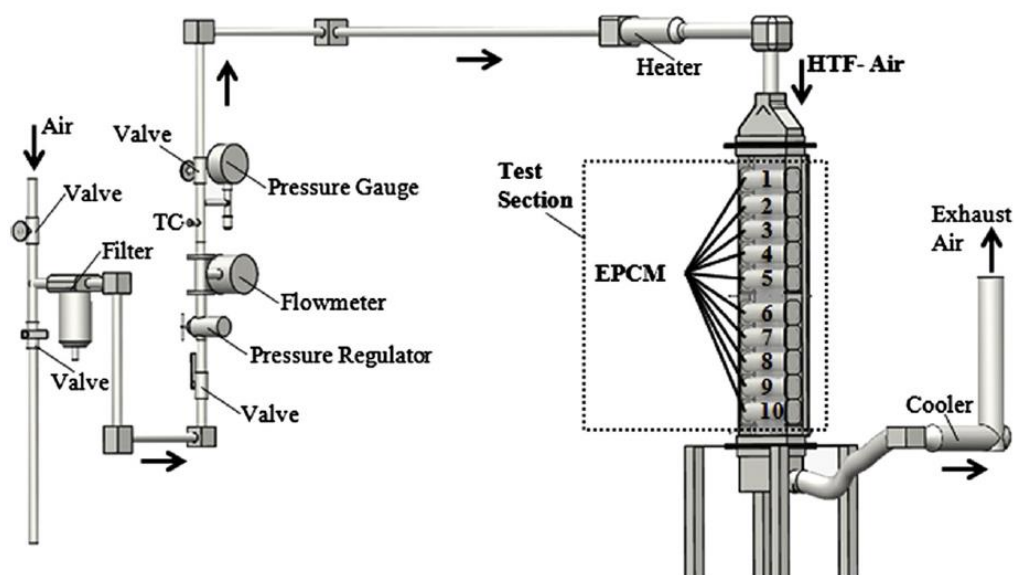


Figure 2.12. Banc expérimental de stockage thermique à chaleur latente par encapsulation de NaNO_3 entre 250 et 386°C (Zheng *et al.*)

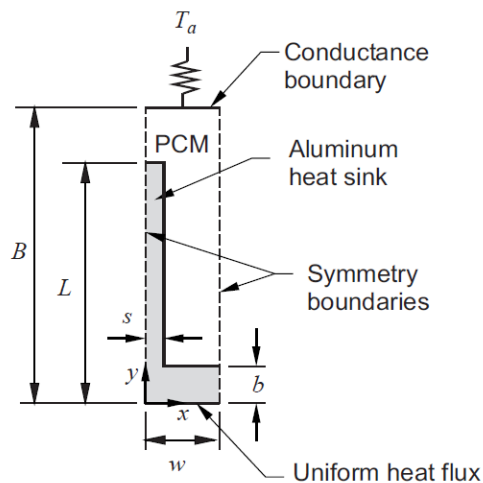
Dans la même idée, Bellan *et al.* (Bellan *et al.* 2015) encapsulent du NaNO_3 avec de l'huile comme fluide de transfert à la place de l'air.

4.3 Intensification par ajout d'une structure métallique

Une troisième technique consiste à compartimenter le PCM dans une structure métallique. L'utilisation de cette structure est une solution connue depuis longtemps pour améliorer les transferts de chaleur. On connaît par exemple les structures en ailettes disposées sur des surfaces chaudes pour permettre de les refroidir par convection (moteur de scooter, composant électronique, radiateur électrique). Dans le cas du stockage de chaleur, il est question de remplir les interstices entre les ailettes de PCM. Moins fréquemment, cette structure peut prendre la forme d'un nid d'abeilles. Il s'agit d'une structure assez complexe à fabriquer puisqu'elle nécessite un moule, mais très efficace thermiquement parlant. Nous traitons de chacune de ces structures dans les deux prochains sous-paragraphe.

4.3.1 Intensification à l'aide d'ailerres métalliques plates

L'optimisation des dimensions d'ailerres métalliques en contact avec un matériau PCM est régulièrement étudiée par la communauté scientifique. Saha et Dutta (Saha 2010) établissent des corrélations à partir de données de simulations. Ces corrélations, portant sur les nombres adimensionnels (Nu , Ste , Ra , voir Annexe 1) ainsi que sur les résistances thermiques, sont valables dans le cas d'une paraffine (35°C) dans des compartiments rectangulaires. A des niveaux de température un peu plus élevés, Leland & Recktenwald (Leland 2003, Figure 2.13) étudient le refroidissement d'un composant électronique en plaçant sur sa surface des ailettes d'aluminium, séparées par de la paraffine (47°C). Leur étude porte sur l'optimisation des dimensions des ailettes et des compartiments pour améliorer les transferts de chaleur du composant vers le TES. Leurs résultats de simulation les amènent à proposer les rapports de dimensions suivants :



- $L/B = 0,8875$
- $b/B = 0,0125$
- $s/w = 0,275$

Figure 2.13. Optimisation des dimensions de l'aillette par Leland *et al.*

Toujours dans le cas de composants électroniques, d'ailerres plates en aluminium et de paraffine (47°C), Wang *et al.* (Wang 2008) s'attachent à simuler l'influence des mouvements fluides et de l'expansion volumique. Les travaux de Levin *et al.* (Levin 2013) portent également sur la protection de composants électroniques. Toujours avec de la paraffine (37°C) et des ailettes en aluminium mais dans le cas du bâtiment cette fois, Kozak *et al.* (Kozak 2013) proposent de stocker l'énergie thermique dans leur TES à partir d'une source chaude et de piloter la diffusion de la chaleur à partir de la convection forcée de l'air ambiant. Kozak *et al.* mettent en évidence de bonnes performances thermiques

appuyées par des résultats de simulations. La Figure 2.14 montre le dispositif expérimental. Kozak *et al.* rapportent également des difficultés à contenir la paraffine liquide dans les compartiments dédiés. Une fois liquide, la paraffine se glisse partout, et il est difficile de rendre étanche le TES.

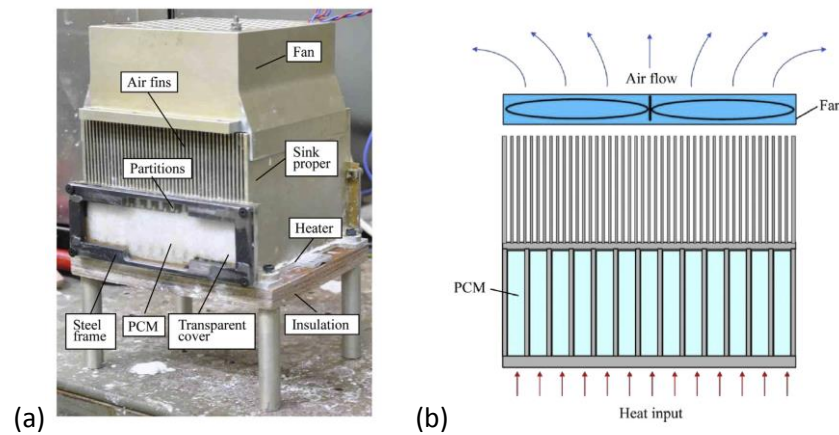


Figure 2.14. (a) Photo du banc expérimental développé par Kozak *et al.* et (b) schéma du banc

Dans le domaine du solaire concentré, Longeon *et al.* (Longeon 2013) proposent de stocker l'énergie dans un PCM autour d'un tube dans lequel le fluide de transfert circule (Figure 2.15). Pour intensifier les transferts de chaleur, des ailettes sont placées sur la paroi extérieure du tube, perpendiculaires à l'axe. Ces ailettes compartimentent le PCM. Les auteurs étudient le procédé avec une première approche à basse température en utilisant une paraffine (35°C) en guise de PCM et une paroi en plexiglas (cylindrique) autour des ailettes de façon à visualiser le changement d'état. Ils étudient enfin le sens d'écoulement du fluide, en charge et en décharge, sur les transferts thermiques. Selon eux, il est plus intéressant de charger le TES en apportant le fluide par le bas de façon à favoriser la convection naturelle et donc le temps de charge. Pour la décharge, le sens d'écoulement a moins d'influence car les auteurs précisent que la convection naturelle est quasi inexistante.

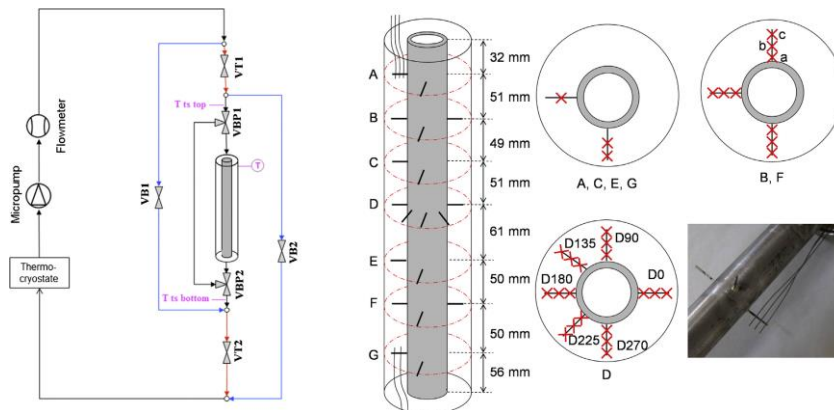


Figure 2.15. Banc expérimental développé par Longeon *et al.*

Malgré de nombreuses recherches sur l'intensification des transferts de chaleur par ailettes plates, aucune ne répond au problème des hautes températures actuellement ni même au problème du stockage de courte durée.

4.3.2 Intensification à l'aide d'un nid d'abeilles métallique

Comme nous venons de le voir dans le paragraphe précédent, la paraffine est un PCM souvent utilisé pour le stockage thermique latent. Ainsi Hasse *et al.* (Hasse 2011), dans l'objectif d'amélioration des performances énergétiques du bâtiment, proposent l'utilisation d'un nid d'abeilles en aluminium,

remplis de paraffine (fusion à 27°C) implanté dans les murs. Leur montage expérimental a subi des cycles thermiques journaliers entre 11 et 39°C.

Dans le domaine de l'électronique, Mahmoud *et al.* (Mahmoud 2013) proposent une étude paramétrique sur la taille et la forme des compartiments de PCM et l'influence sur les transferts thermiques pour le stockage de l'énergie dissipée par un composant (Figure 2.16).

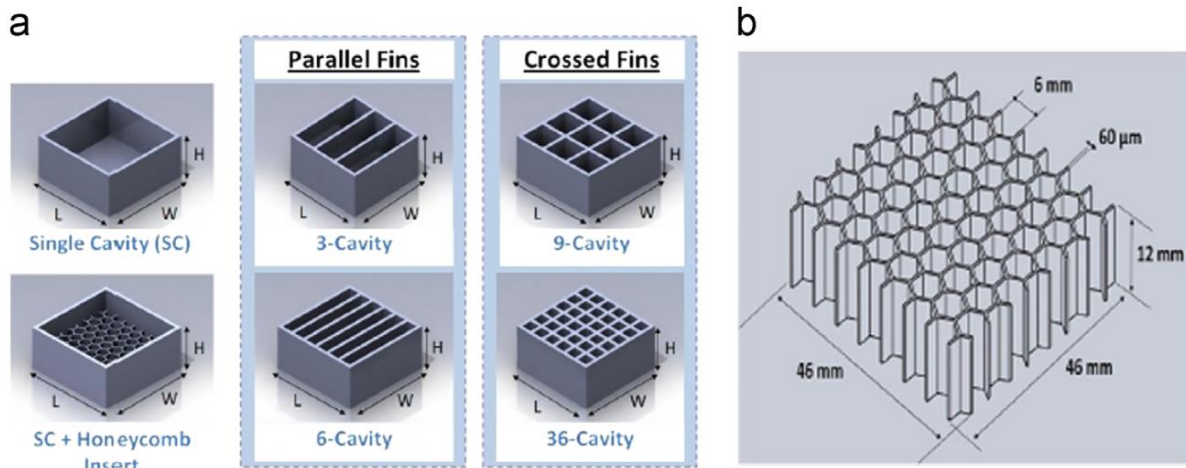


Figure 2.16. Différentes géométries de compartiments étudiées par Mahmoud *et al.*

Les conclusions des auteurs sont relatives à leur niveau de température (inférieur à 100°C) et de puissance (de 3 à 5 W). Ils précisent néanmoins que l'utilisation de la structure en nid d'abeilles :

- Fournit des performances thermiques similaires aux compartiments carrés ;
- Permet d'alléger la masse totale du TES ;
- Permet d'avoir un assemblage plus simple ;
- Permet de réduire les coûts de fabrication.

Enfin le fait de compartimenter le PCM dans une structure métallique et d'autant plus indispensable que les puissances de charge ou de décharge sont élevées. La structure en nid d'abeilles composé de métal s'intègre donc parfaitement au stockage de protection que nous voulons développer.



Ce qu'il faut retenir

Intensification des transferts de chaleur dans un TES à chaleur latente

L'intensification des transferts de chaleur dans le matériau à changement de phase se fait par ajout de particules de graphite dans le PCM, ou par compartimentage du PCM dans des capsules (basse température). Une structure métallique peut servir à compartimenter le PCM. A haute température, la structure métallique semble la solution la plus facile à mettre en œuvre. Néanmoins, un TES à chaleur latente à plus de 600°C faisant interagir des PCM et une matrice métallique n'a jamais été étudié. De nombreux exemples existent à des températures inférieures à 100°C pour la gestion de la température des composants électroniques. La structure métallique se présente sous la forme d'aillettes plates ou d'un motif de type nid d'abeilles. La géométrie à ailettes plates sera testée en première approche. La conception du TES avec une structure plus proche du nid d'abeilles sera ensuite étudiée car elle présente un intérêt en terme de réduction de la masse du TES.

Conclusion

Pour protéger thermiquement les modules absorbeur, un stockage de protection placé directement sur la face arrière est envisagé. Chaque module absorbeur a une surface d'échange de 40x20 cm et nécessite 5 MJ d'énergie thermique. Le TES doit fournir cette quantité d'énergie avec une densité de flux maximale de 125 kW/m² durant 15 minutes. La chaleur latente est le moyen technique de stockage retenu. Cela présente une bonne densité énergétique et donc un gain de masse et de volume à l'arrière du récepteur. La très bonne capacité de stockage thermique des matériaux à changement de phase (et en particulier leur chaleur latente de fusion) est un critère déterminant pour stocker une grande quantité d'énergie dans un volume minimum à l'arrière d'un module absorbeur. Parmi de nombreux PCM, le carbonate de lithium, qui fond à 723°C, est choisi. Le PCM est compatible avec le cuivre qui est le matériau principal constitutif du récepteur. Mais sa faible conductivité thermique est un facteur limitant pour les transferts de chaleur du TES vers le module absorbeur. Il est donc question de placer une structure métallique pour compartimenter le PCM. Cette structure doit être en contact avec la surface arrière du module absorbeur de façon à augmenter la surface d'échange thermique. Au cours du chapitre suivant, un modèle numérique est développé pour servir d'outil de dimensionnement d'un banc expérimental du stockage.

Références

Publications : dans l'ordre alphabétique du nom du premier auteur

- A. Abhat, "Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials", *Solar Energy* 30 (1983) 313-332
- W.T. Barrett, P.M. Brown, "Eutectic mixture as a flux for glass metls" US Patent, July 1982
- H. Bas, V. Ozceyhan, "Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall", *Experimental Thermal and Fluid Science* 41 (2012) 51-58
- S. Bellan, T. Alam, J. Gonzalez-Aguilar, M. Romero, M. Rahman, D. Goswami, E. Stefanakos, "Numerical and experimental studies on heat transfer characteristics of thermal energy storage packed with molten salt PCM capsules" *Applied Thermal Engineering* 90 (2015) 970-979
- A. Boubault, B. Claudet, O. Faugeron, G. Olalde, J.J. Serra, "A numerical approach to study the accelerated aging of a solar absorber material", *Solar Energy* 86 (2012) 3153-3167
- A. Boubault, « Etude du vieillissement de matériaux sous haut flux solaire concentré – application aux récepteurs surfaciques des centrales solaires thermodynamiques », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2013)
- L. Cabeza, A. Castell, C. Barreneche, A. de Gracia, A. Fernandez, "Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: a review", *Renewable and Sustainable Energy reviews* 15 (2011) 1675-1695
- N. Calvet, X. Py, R. Olivès, J.P. Bédécarrats, J.P. Dumas, F. Jay, « Enhanced performances of macro-encapsulated PCM by intensification of the internal effective thermal conductivity », *Energy* 55 (2013) 956-964
- N. Calvet « Stockages thermiques performants et durables pour procédés solaires : des basses aux hautes températures », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2010)
- B. Cardenas, N. Leon, "High temperature latent thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27 (2013) 724-737
- H. Le Chatelier, *Compte rendu* 118, 350 (1894)
- M. Farid, A. Khudhair, S. Razack, S. Al-Hallaj, "A review on phase change energy storage: materials and applications", *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 1597-1615
- A. Gil, M. Medrano, A. Lazaro, P. Dolado, B. Zabla, L. Cabeza, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation Part 1, concepts, materials and modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 31-55
- N. Gokon, D. Nakano, S. Inuta, T. Kodama, "High temperature carbonate/MgO composite materials as thermal storage media for double-walled solar reformer tubes", *Solar Energy* 82 (2008) 1145-1153
- N. Gokon, S. Nakamura, K. Matsubara, T. Kodama, "Carbonate molten-salt absorber/reformer: heating and steam reforming performance of reactor tubes", *SolarPaces, Energy Procedia* 49 (2014) 1940-1949
- N. Gokon, S. Nakamura, T. Yamagushi, T. Kodama, "Cyclic properties of thermal storage/discharge for Al-Si alloy in vacuum for solar thermochemical fuel production", *SolarPaces, Energy Procedia* 69 (2015) 1759-1769
- C. Hasse, M. Grenet, A. Bontemps, R. Dendievel, H. Sallée, "Realization, test and modeling of honeycomb wallboards containing a phase change material", *Energy and Buildings* 43 (2011) 232-238
- H. Inaba, P. Tu, "Evaluation of thermophysical characteristics on shape stabilized paraffin as a solid liquid phase change material", *Heat and Mass Transfer* 32 (1997) 307-312
- G. J. Janz, M. R. Lorenz, "Solid-liquid phase equilibria for mixtures of lithium, sodium, and potassium carbonates", *Thermodynamics* vol. 6, No 3, July 1961
- G. J. Janz, E. Neuenschwander, F. J. Kelly, *Trans Faaday Soc.* 59, 841, 1963
- G.J. Janz, C. B. Allen, N.P. Bansal, R. M. Murphy, R. P. T. Tomkins, "Physical properties data compilations relevant to energy storage II Molten salts : Data on single and multi-component salt systems" *National Standard Reference Data System (NSRDS)*, US Department of Commerce, pp 102 – 112, April 1979
- M.M. Kenisarin, « High temperature phase change materials for thermal energy storage », *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 955-970
- L. Kourkova, G. Sadovska, Heat capacity, enthalpy and entropy of Li_2CO_3 at 303.15-663.15 K", *Thermochimica Acta* 452 (2007) 80-81
- Y. Kozak, B. Abramzon, G. Ziskind, "Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM-air heat sink", *Applied Thermal Engineering* 59 (2013) 142-152
- C. Lai, S. Hoko, "Thermal performance of an aluminum honeycomb wallboard incorporating microencapsulated PCM", *Energy and Buildings* 73 (2014) 37-47
- D. Laing, T. Bauer, N. Breidenbach, B. Hachmann, M. Johnson, "Development of high temperature phase change material storages", *Applied Energy* 109 (2013) 497-504
- J. Leland, G. Recktenwald, "Optimization of a PCM heat sink for extreme environments", *Proceedings of the 19th annual IEEE semiconductor thermal measurement and management symposium* (2003)

- P. Levin, A. Shitzer, G. Hetsroni, "Numerical optimization of a PCM-based heat sink with internal fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 61 (2013) 638-645
- M. Longeon, A. Soupart, J. Fourmigué, A. Bruch, P. Marty, "Experimental and numerical study of annular PCM storage in presence of natural convection", *Applied energy* 112 (2013) 175-184
- Q. Liu, R. A. Lange, "New density measurements on carbonate liquids and the partial molar volume of the CaCO₃ component", *Contrib Mineral Petrol* 146 (2003) 370-381
- S. Mahmoud, A. Tang, C. Toh, R. Dadah, S. Soo, "Experimental investigation of inserts configuration and PCM type on the thermal performance of PCM based heat sink", *Applied Energy* 112 (2013) 1349-1356
- E. Onder, N. Sarier, E. Cimen, "Encapsulation of phase change materials by complex coacervation to improve thermal performances of woven fabrics", *Thermochimica Acta* 467 (2008) 63-72
- J.E. Pacheco, H.E. Reilly, G.J. Kolb, C.E. Tyner, "Summary of the Solar Two test and evaluation program", Sandia National Laboratories, US, report SAND2000-372C, (2000)
- S. Pincemin, X. Py R. Olives, M. Christ, "Highly conductive composites made of phase change materials and graphite for thermal storage", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 92 (2008) 603-613
- M. Romero, R. Buck, and J.E. Pacheco, "An update on solar central receiver systems, projects and technologies", *Journal of Solar Energy Engineering* 124 (2002) 98-108
- S.K. Saha, P. Dutta, « Heat transfer correlations for PCM-based heat sinks with plate fins », *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 2485-2491
- A. Salomé, « Développement d'un outil de contrôle de la répartition du flux solaire concentré sur un récepteur de centrale à tour – application à la centrale de Thémis », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2012)
- A.S. Trunin, "Designing and investigations of salt systems for solar energy utilization", *Utilization of sun and other radiation sources in materials research*. Kiev: Naukova Dumka (1983) 228-38 [in Russian]
- L.F. Volkova, *Izvest, Sibir, Otdel, Akad, Nauk, SSSR* 7, 33 (1958)
- M. Vrinat, « Contribution au développement d'un absorbeur surfacique à air pressurisé haute température pour centrale solaire à concentration à tour », Thèse de Doctorat, Université de Perpignan (2010)
- X.Q. Wang, C. Yap, A.S. Mujumdar, "A parametric study of phase change material (PCM)-based heat sinks", *Int Jour of Thermal Sciences* 47 (2008) 1055-1068
- Z. Wang, H. Wang, X. Li, D. Wang, Q. Zhang, G. Chen, Z. Ren, "Aluminum and Silicon based phase change materials for high capacity energy storage", *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 204-208
- C. Yaws, "Transport properties of chemicals and hydrocarbon" (2009), ISBN 978-0-8155-2039-9
- H. Zhang, X. Wang, D. Wu, "Silica encapsulation of n-octadecane via sol-gel process: A novel microencapsulated phase-change material with enhanced thermal conductivity and performance". *Energy Journal of Colloid and Interface Science* 343 (2010) 246-255
- Y. Zheng *et al.* "Experimental and computational study of thermal energy storage with encapsulated NaNO₃ for high temperature applications", *Solar Energy* 115 (2015) 180-194
- M. Zukowski, "Mathematical modeling and numerical simulation of a short term thermal energy storage system using phase change material for heating applications". *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 155-165

Références provenant d'internet :

Fiche internationale de sécurité chimique du carbonate de lithium : <http://www.cdc.gov/niosh/ipcsnfrn/nfrn1109.html>

Base de données russe pour le carbonate de lithium : <http://chemister.ru/Database/properties-en.php?dbid=1&id=608>

Chapitre 3 : Modélisation numérique du stockage à chaleur latente

Sommaire :

1	Modélisation du changement d'état d'un PCM	64
1.1	La conduction de la chaleur.....	64
1.2	Le changement d'état solide-liquide avec l'équation de la chaleur.....	64
1.2.1	Description du changement d'état avec le modèle enthalpique	65
1.2.2	Modèle retenu pour décrire le changement d'état.....	65
1.3	La convection naturelle	66
1.4	Couplage des équations et algorithme de résolution	67
2	Modélisation du stockage à chaleur latente	69
2.1	Continuité numérique des propriétés thermophysiques.....	69
2.2	Implémentation du modèle physique	70
2.2.1	Modules pré-conditionnés intégrés.....	70
2.2.2	Evolution de la fraction de liquide et de sa dérivée en régime transitoire	70
2.3	Représentation géométrique du stockage thermique	71
2.4	Conditions initiales et aux limites du modèle transitoire 2D du TES	72
2.4.1	Conditions limites	72
2.4.2	Conditions initiales (à $t = 0$)	73
2.5	Maillage de la représentation géométrique	73
3	Comparaison du modèle du stockage thermique avec la littérature.....	75
3.1	Définition de critères de comparaison	75
3.2	Comparaison du modèle avec des résultats publiés	76
4	Sélection d'une représentation pour le stockage à structure en nid d'abeilles	78
4.1	Introduction de deux représentations possibles.....	78
4.2	Comparaison des deux représentations durant la charge	80
4.3	Comparaison des deux représentations durant la décharge	83
5	Etude paramétrique du modèle du stockage thermique (modèle monotube)	86
5.1	Paramètres étudiés	86
5.2	Résultats de l'étude paramétrique.....	86
5.2.1	Durée caractéristique et taux de fusion de la charge.....	86
5.2.2	Efficacité énergétique de la charge	88
5.2.3	Energie sous forme de chaleur latente stockée dans le TES :	89

Introduction

La modélisation numérique est un domaine incontournable de la recherche scientifique. Dans le cas présent, un modèle numérique est développé dans le but de servir d'outil pour la conception et le dimensionnement du stockage thermique de protection du récepteur. Le modèle facilite l'analyse des résultats expérimentaux. Il s'agit d'un modèle simple qui ne détaille pas la physique microscopique du changement d'état d'un PCM. Le modèle est suffisamment précis pour décrire son évolution au cours du temps et faire un bilan d'énergie correct.

L'objet de la première partie est la modélisation, par des équations mathématiques, des phénomènes physiques liés au changement d'état ; en particulier la conduction de la chaleur et la convection naturelle. La transformation du PCM est modélisée par une équation mathématique continue. Dans la deuxième partie, il est question du couplage entre ces différentes équations mathématiques et de leur résolution grâce au logiciel Comsol. Les possibilités de représentation du stockage thermique avec le logiciel sont abordées. Dans la troisième partie, il est question de valider le modèle. Pour cela des critères de comparaison sont définis. Puis en utilisant des résultats publiés, le modèle est critiqué afin de justifier son utilisation. Le quatrième paragraphe traite du dimensionnement du TES. Cette partie s'intègre à ce chapitre de simulation car il s'agit de développer l'outil de simulation qui servira à la conception du stockage thermique. Une géométrie de référence est définie. A partir de là, deux géométries sont comparées numériquement pour déterminer la plus représentative d'une géométrie en nid d'abeilles. Enfin dans une cinquième partie, une étude paramétrique est menée sur la géométrie choisie afin de tester la sensibilité du modèle. Les dimensions de la structure métallique et la densité de flux de chaleur permettant la charge ou la décharge de l'unité de stockage sont les paramètres variables.

1 Modélisation du changement d'état d'un PCM

La modélisation numérique du phénomène de changement d'état porte le nom de « problème de Stefan ». Joseph Stefan (1835 – 1893) est un physicien et mathématicien austro-hongrois ayant étudié la formation de la glace en 1889. Historiquement pourtant, ce problème a été étudié pour la première fois par Clapeyron et Lamé en 1831 (« *Mémoire sur la solidification par refroidissement d'un globe liquide* »), alors qu'ils analysaient le refroidissement de la croûte terrestre. Le problème de Stefan vise à obtenir la distribution de température dans un milieu qui change d'état en décrivant l'évolution de l'interface solide-liquide à l'aide d'équations aux dérivées partielles. Cette interface, évoluant en fonction de la température et du temps, est appelée front de fusion ou de solidification. Le problème de Stefan et ses méthodes de résolution numérique sont des thèmes largement abordés dans la review de Dutil *et al.* (Dutil 2011). Le principe du stockage de la chaleur latente repose sur l'absorption d'énergie lorsqu'un matériau se transforme de l'état solide vers l'état liquide. Lors de la transformation inverse, l'énergie est libérée. Dans le cas de la fusion, la création de matière liquide à partir de solide est initiée avec l'apport de chaleur par conduction provenant d'une structure métallique chaude ou du PCM liquide situé immédiatement à côté. Chaque phénomène physique est détaillé par la suite en les modélisant par des équations mathématiques qui sont fonction du temps, de la température, et des propriétés des matériaux.

1.1 La conduction de la chaleur

La conduction de la chaleur est le phénomène physique lié au changement de température dans un matériau homogène et non en mouvement (sinon il s'agit de convection, §1.3). La conduction thermique correspond à l'agitation des molécules et se transmet de proche en proche comme une onde vibratoire. Elle intervient avant et après le changement d'état du matériau. On parle de chaleur sensible, comme expliqué dans le chapitre précédent. Ce phénomène est modélisé par l'équation de la chaleur (Biot en 1804 et Fourier en 1822), qui s'exprime de la façon suivante, dans sa version la plus simple (sans génération ni puits de chaleur interne), avec des propriétés physiques considérées constantes :

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(-k\nabla T) = 0 \quad \text{avec} \quad h = \rho C_p T \quad (3.1)$$

Dans cette relation 3.1, k désigne la conductivité thermique (W/(m.K)), ρ la masse volumique (kg/m³), et C_p la capacité calorifique du PCM (J/(kg.K)). La fonction h (J/m³) est la fonction d'enthalpie associée à l'élévation de la température par conduction dans le matériau.

1.2 Le changement d'état solide-liquide avec l'équation de la chaleur

Dans le cas où le matériau absorbe ou libère de la chaleur (c'est le cas lors de la fusion), il faut ajouter un terme source à l'équation de la chaleur pour respecter le bilan énergétique. La relation 3.1 n'est plus nulle mais devient :

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \rho C_p \vec{u} \cdot \nabla T + \nabla(-k\nabla T) = Q \quad (3.2)$$

Le terme source Q (W/m³), est au cœur de la description mathématique du changement d'état du PCM. Dans la littérature, le modèle enthalpique est le plus couramment utilisé pour décrire Q , mais il introduit une discontinuité que nous proposons de contourner par une autre formulation.

1.2.1 Description du changement d'état avec le modèle enthalpique

Le modèle enthalpique a été introduit dans l'objectif de simplifier l'écriture du problème de Stefan en partant du principe que les mêmes équations régissent les transferts de chaleur dans les phases liquide et solide. Il est alors question de distinguer une zone appelée « mushy » en anglais, que l'on pourrait traduire par « détrempée », en référence au solide mou en cours de fusion. Cette zone est source d'instabilités numériques et doit par conséquent être de fine épaisseur et parfaitement maillée pour le calcul numérique. Les équations du modèle enthalpique sont données par Voller (Voller 2008) en fonction de l'évolution de la fraction totale de liquide dans le volume du PCM.

$$Q = -\rho L \times \frac{df_L(T, t)}{dt} \quad (3.3)$$

Avec L la chaleur latente de fusion du PCM (J/kg) et f_L la fraction de liquide. Dans le cas d'un changement d'état isotherme, la fraction de liquide $f_L(T, t)$ est donnée par l'expression discontinue suivante :

$$f_L(T, t) = \begin{cases} 0 & \text{solide} & T < T_{fusion} \\]0, 1[& \text{mushy} & T = T_{fusion} \\ 1 & \text{liquide} & T > T_{fusion} \end{cases} \quad (3.4)$$

Cette méthode décrit parfaitement la théorie du changement d'état d'un PCM mais pose des problèmes de résolution numérique car elle ne permet pas d'exprimer la continuité entre les différentes valeurs attribuées à la fraction de liquide en fonction de la température. C'est la raison pour laquelle une autre formulation est étudiée.

1.2.2 Modèle retenu pour décrire le changement d'état

Une formulation mathématique continue de l'évolution de la fraction de liquide est proposée. En partant du principe que le changement d'état est apparenté à une transformation de type cinétique chimique, l'expression 3.5 est le produit d'une constante, qui pilote la vitesse de transformation, d'un facteur mettant en jeu la température, et d'un facteur mettant en jeu la fraction de liquide.

$$\frac{df_L}{dt} = Cst \times (T - T_{fusion}) \times (1 - (2f_L - 1)^2) \quad (3.5)$$

Dans cette expression, la constante vaut 10^{-3} . L'expression 3.5 est très proche d'une formulation de type « phase-field ». Il s'agit d'une approche mathématique issue de la thermodynamique pour répondre aux problèmes d'interfaces. Cette méthode a été appliquée notamment pour la solidification après fusion de soudures métalliques [Boldrini *et al.* en 2009, Cha *et al.* en 2001, Charach *et al.* en 1999, Ohno *et al.* en 2010] afin de décrire la formation de dendrites solides au sein du liquide (de type flocon de neige). La méthode a été adaptée au stockage thermique à chaleur latente par Han *et al.* (Han 2013). Han et ses collègues introduisent un paramètre de phase ϕ , évoluant entre -1 pour le solide et 1 pour le liquide, que l'on peut apparenter à la fraction de liquide f_L mentionnée précédemment. Le couplage d'équations régissant le transfert de chaleur et le paramètre de phase s'écrit alors :

$$Q = -\frac{1}{2}\rho L \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3.6)$$

$$\delta_{ts}\varepsilon^2 \frac{\partial \phi}{\partial t} = \varepsilon^2 \nabla(\nabla \phi) - \frac{1}{2}(\phi^3 - \phi) + \frac{\varepsilon s}{2\sigma}(T - T_{fusion})(1 - \phi^2) \quad (3.7)$$

Avec δ_{ts} un coefficient temporel (s), ε l'épaisseur du front de fusion (m), s l'entropie (J/m³.K), et σ la tension superficielle (N/m). Le coefficient 1/2 sur le terme source Q provient de l'évolution du

paramètre de phase ϕ dans $[-1 ; 1]$. Les auteurs précisent qu'avec cette formulation, il est possible de prendre en compte l'expansion volumique du PCM en ajoutant une équation de phase identique, avec un paramètre ϕ_1 relatif au volume du PCM. Cette formulation assure la continuité du calcul numérique, et c'est la raison pour laquelle elle est choisie.

Par rapport à l'expression 3.5 retenue pour modéliser le changement d'état, l'expression 3.7 contient des termes liés à la modélisation fine, dans l'espace et dans le temps, du front de fusion. Dans la mesure où nous souhaitons faire des bilans d'énergie corrects, la position et la forme exacte du front de fusion ne sont pas de première importance.

1.3 La convection naturelle

La convection naturelle est un phénomène entraînant des mouvements dans une phase fluide par différence de masse volumique (PCM liquide) et accélérant les transferts de chaleur. Elle est régie par les équations de Navier-Stokes (relation 3.9). Ces équations sont très coûteuses numériquement parlant (temps de calcul très long) et c'est la raison pour laquelle la convection naturelle est négligée lorsque cela est possible. Afin de savoir si la convection naturelle joue un rôle important, il faut calculer la valeur du nombre de Rayleigh qui compare l'influence de la convection par rapport à la conduction. Il s'exprime de la façon suivante :

$$Ra = \frac{\alpha \rho g (T_{paroi} - T_{\infty}) R^3}{\mu \left(\frac{k}{\rho Cp} \right)} \quad (3.8)$$

Avec α l'expansion volumique (K^{-1}), μ la viscosité dynamique du PCM (Pa.s), g la gravité et R la dimension caractéristique (m), souvent la largeur ou le rayon du compartiment de PCM. Selon Pal et Joshi (Pal 1996), la convection naturelle apporte une contribution non négligeable aux transferts thermiques dès que Ra dépasse la valeur critique de $9,1.10^6$.

$Ra_{crit} = 9,1.10^6$

En multipliant, par une constante, la conductivité thermique du PCM liquide, certains chercheurs comme Dolado *et al.* (Dolado 2011) s'affranchissent du calcul des équations de Navier-Stokes. L'approche choisie pour la thèse fait le choix de maintenir les propriétés du PCM indépendantes de la température et de prendre en compte, si besoin, la convection naturelle. Le couplage de la convection naturelle avec l'équation de la chaleur se fait en ajoutant le terme :

$$\rho Cp \vec{u} \cdot \nabla T$$

Ce terme est fonction de la vitesse u du fluide en mouvement. L'équation de la chaleur devient :

$$\rho Cp \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) + \nabla(-k \nabla T) = 0 \quad (3.9)$$

La vitesse est calculée par les équations de Navier-Stokes, ici écrites en considérant l'approximation de Boussinesq (la masse volumique ne dépend que de la température, et les forces hydrostatiques sont négligées) :

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \vec{F} \quad \text{avec} \quad \vec{F} = \alpha \rho (T_{fusion} - T) \vec{g} \quad (3.10)$$

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0$$

Avec u la vitesse du fluide (m/s), μ la viscosité dynamique (Pa.s) et p la pression (Pa). Dans l'expression de la première équation de Navier-Stokes, le terme source F est ajouté. Il s'exprime comme le produit de l'expansion volumique α (K^{-1}), de la masse volumique, de la gravité g , et de la différence de

température entre le liquide et la température de fusion qui est la température la plus froide à laquelle le liquide peut se déplacer. Cette formulation de F est la plus courante dans la littérature. La deuxième équation correspond à la conservation de la quantité de mouvement. Cette équation permet d'assurer un équilibre entre le fluide chaud qui s'élève et le fluide froid qui descend.

Un problème subsiste cependant. La convection naturelle n'est présente que dans la phase liquide du PCM. Or les équations de Navier-Stokes sont également présentes dans la phase solide (le logiciel utilisé ne permet pas de faire la distinction). La solution consiste alors à trouver un artifice de sorte que la vitesse calculée par les équations de Navier-Stokes dans le solide soit nulle. Pour cela, la viscosité dynamique du PCM solide est fixée très grande (autour de 1000 Pa.s).

1.4 Couplage des équations et algorithme de résolution

Le couplage des trois phénomènes physiques dans le cas du modèle enthalpique est traité par Vidalain *et al.* 2009, Wang *et al.* 2008, et Longeon *et al.* 2013. Le couplage du modèle retenu pour le changement d'état avec la convection naturelle n'est en revanche jamais paru. Le couplage des équations est schématisé par la Figure 3.1 :

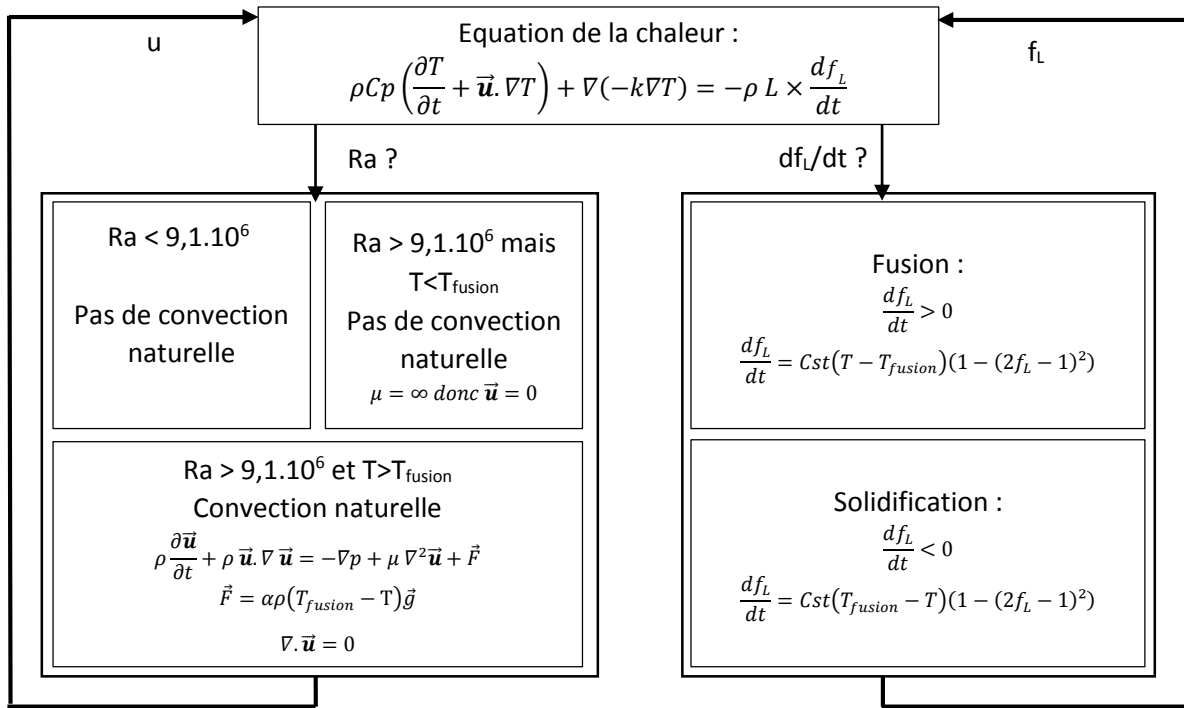


Figure 3.1. Couplage des équations physiques selon la transformation du PCM



Ce qu'il faut retenir

Modélisation du stockage de chaleur à chaleur latente

Le modèle thermique du stockage à chaleur latente correspond au couplage de trois équations. Une pour les transferts de chaleur (conduction, convection), une pour le déplacement du PCM liquide (convection) et une pour la transformation du PCM de l'état solide vers liquide et inversement. Une expression mathématique continue est introduite pour modéliser le changement d'état du PCM. Elle est pour la première fois couplée à la convection naturelle. La viscosité dans le PCM solide est artificiellement élevée pour rendre négligeable l'influence de la convection naturelle. Le poids numérique (durée du calcul) des déplacements du PCM liquide est très important. Le calcul du nombre de Rayleigh (relation 3.7) permet de décider de l'importance de la convection naturelle en fonction de la dimension des compartiments de PCM.

2 Modélisation du stockage à chaleur latente

Pour résoudre les équations liées à la physique du changement d'état, les chercheurs utilisent souvent le logiciel Matlab qui permet d'écrire de toute pièce le code de calcul et de résolution des équations. La convection naturelle est alors souvent négligée. Une autre possibilité est d'utiliser un logiciel de CFD (Computational Fluid Dynamics) qui intègre déjà l'ensemble des équations et des méthodes de résolution. Les logiciels les plus couramment utilisés sont Fluent et Comsol. Le logiciel Comsol est choisi car il intègre une interface de CAO (Conception Assistée par Ordinateur) permettant de dessiner la géométrie choisie et de faire varier ses dimensions rapidement et facilement. Comsol offre la possibilité de représenter la géométrie en 1D, 2D, 2D axisymétrique, ou encore en 3D. La représentation en 3D est très attrayante dans le cas où les conditions limites interviennent dans plusieurs dimensions. Mais les ressources numériques sont insuffisantes pour envisager la 3D. Cette partie 2 permet de comprendre comment les équations (§1) sont implémentées dans Comsol, comment la géométrie du TES peut être représentée, quelles conditions initiales et limites il est possible d'appliquer, et enfin, comment cette géométrie peut être maillée en vue d'un calcul numérique.

2.1 Continuité numérique des propriétés thermophysiques

Au chapitre précédent, les propriétés thermophysiques des PCMs ont été établies. Certaines dépendent de la température et ont des valeurs différentes selon qu'il s'agisse de la phase solide ou bien de la phase liquide. Afin d'assurer une stabilité numérique, une expression de type tangente hyperbolique est introduite. La relation 3.12 décrit l'évolution continue d'une propriété X , ayant deux valeurs constantes (X_{sol} et X_{liq}), en fonction de la température :

$$X(T) = \frac{X_{sol} - X_{liq}}{2} \left(1 + \tanh \left(\frac{T_{fusion} - T}{\Delta T} \right) \right) + X_{liq} \quad (3.11)$$

La relation 3.12 est ajustable avec le paramètre ΔT . Il détermine la gamme de température de transition entre les deux valeurs. Par exemple dans le cas du carbonate de lithium, l'évolution de la masse volumique peut avoir plusieurs allures :

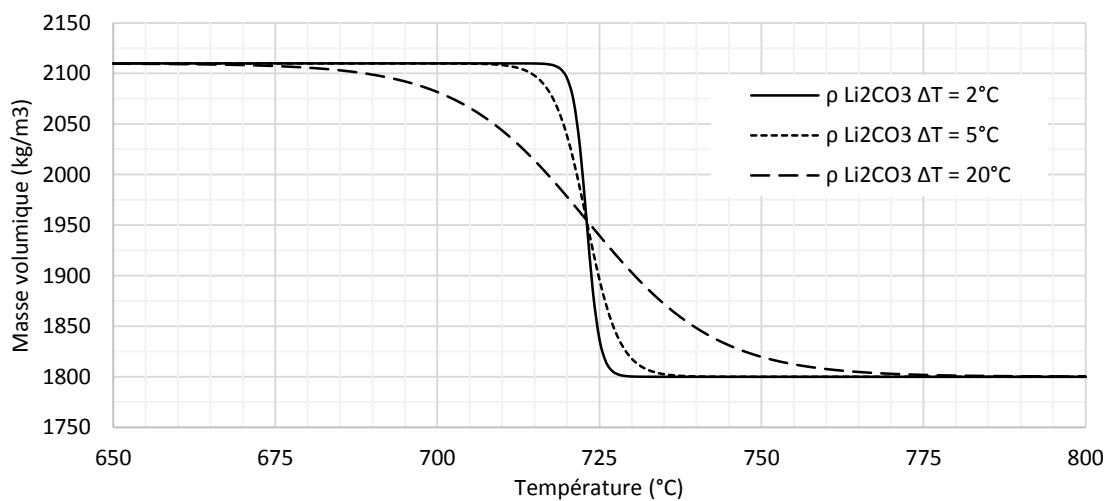


Figure 3.2. Exemple d'évolution de la masse volumique du Li_2CO_3 en fonction de la température

Dans la relation 3.12, $\Delta T = 2^\circ\text{C}$ est arbitrairement choisi. $X(T)$ varie alors sur une gamme de température de 10°C autour du point de fusion.

2.2 Implémentation du modèle physique

2.2.1 Modules pré-conditionnés intégrés

Comsol dispose de modules pré-conditionnés intégrant les principales équations de la physique. C'est le cas pour chacune des équations nécessaires, en particulier l'équation de la chaleur et celles de Navier-Stokes. En revanche, l'équation de changement d'état doit être formulée en s'appuyant sur un module pré-conditionné dont la dérivée de f_L par rapport au temps est incluse (df_L/dt). Concrètement, l'équation continue du changement d'état est écrite comme le produit de deux fonctions « max ». La première initialise le calcul au début du changement d'état. La deuxième le termine. L'expression est différente selon la fusion ou la solidification :

- Cas de la fusion : (fraction de liquide initiale nulle, tout est solide)

$$\frac{df_L}{dt} = \max(0, \beta(T - T_{fusion})) \times \max(0, 1 + \xi - (2f_L - 1)^2) \quad (3.12)$$

- Cas de la solidification : (fraction de liquide initiale égale à 100%, tout est liquide)

$$\frac{df_L}{dt} = -\max(0, \beta(T_{fusion} - T)) \times \max(0, 1 + \xi - (2f_L - 1)^2) \quad (3.13)$$

Avec (voir relation 3.11):

$$\beta = \frac{s}{4 \sigma \varepsilon \delta_{ts}}$$

Dans ces équations, β (K^{-1}) est une constante égale à 10^{-3} liée à la vitesse de changement d'état du PCM. La valeur de ξ dans l'expression de df_L/dt est un artifice mathématique, une erreur volontaire commise pour initialiser le calcul et par conséquent démarrer l'évolution de la fraction de liquide de 0 vers 1 ou inversement. La valeur de ξ est arbitrairement fixée à 0,02 (2%).

2.2.2 Evolution de la fraction de liquide et de sa dérivée en régime transitoire

Le comportement de l'équation de changement d'état (relations 3.13 et 3.14) est étudié en fonction des valeurs que peuvent prendre la fraction de liquide f_L et la température T dans le cas de la fusion et de la solidification.

Cas de la fusion (relation 3.13) :

T	f_L	$\max(0, \beta(T - T_m))$	$\max(0, 1.02 - (2f_L - 1)^2)$	df_L/dt
$[0, T_{fusion}]$	0	0	0.02	0
$> T_{fusion}$	$]0, 1[$	$\beta(T - T_{fusion})$	$]0.02, 1.02[$	$\beta(T - T_{fusion}) * (1.02 - (2f_L - 1)^2)$
$> T_{fusion}$	1	$\beta(T - T_{fusion})$	0.02	$0.02 * \beta(T - T_{fusion})$
$> T_{fusion}$	> 1.005	$\beta(T - T_{fusion})$	0	0

Tableau 3.1. Valeurs de f_L et de df_L/dt dans le cas de la fusion en fonction de T

Dans le cas de la fusion, la fraction de liquide initiale est nulle (PCM entièrement solide). La température étant inférieure à T_{fusion} , df_L/dt est nulle grâce à la première fonction max. Dès que la température est supérieure à T_{fusion} , la valeur de df_L/dt n'est plus nulle, et la valeur de f_L est déterminée par convergence du calcul numérique à chaque itération. La température est donc le point d'amorçage de l'évolution de f_L . Dès que f_L est supérieure à 1 (tout est liquide), la valeur de df_L/dt devient de nouveau nulle grâce à la deuxième fonction max. La valeur de f_L détermine donc l'arrêt de la fusion.

Cas de la solidification (relation 3.14) :

T	f_L	$-\max(0, \beta(T_m - T))$	$\max(0, 1.02 - (2 * f_L - 1)^2)$	df_L/dt
$> T_{fusion}$	1	0	0.02	0
$[0, T_{fusion}]$	$]0, 1[$	$-\beta(T_{fusion} - T)$	$]0.02, 1.02[$	$-\beta(T_{fusion} - T) * (1.02 - (2 * f_L - 1)^2)$
$[0, T_{fusion}]$	0	$-\beta(T_{fusion} - T)$	0.02	$-0.02 * \beta(T_{fusion} - T)$
$[0, T_{fusion}]$	< -0.005	$-\beta(T_{fusion} - T)$	0	0

 Tableau 3.2. Valeurs de f_L et de df_L/dt dans le cas de la solidification en fonction de T

Dans le cas de la solidification, un signe moins (-) est ajouté à l'expression de df_L/dt (relation 3.14) pour transformer l'absorption de chaleur en libération de chaleur. A l'instant initial, tout est liquide et f_L vaut 1. Tant que la température est supérieure à T_{fusion} , df_L/dt est nulle grâce à la première fonction max. Dès que T est inférieur à T_{fusion} , df_L/dt n'est plus nulle, et f_L est recalculée. Une fois que f_L atteint la valeur -0,005, df_L/dt est de nouveau nulle grâce à la deuxième fonction max qui annule le calcul. Une fois encore, la température est l'activateur du changement d'état, et la fraction de liquide détermine l'arrêt.

2.3 Représentation géométrique du stockage thermique

Les possibilités offertes par le logiciel pour représenter le TES à chaleur latente accompagné d'une architecture métallique sont présentées. Les points communs de toutes les géométries sont les suivants :

- La densité de flux entrante ou sortante est appliquée sur une masse de cuivre située sous le stockage et appelée sole ; Cette sole doit avoir une épaisseur minimale selon l'étude paramétrique de Leland *et al.* (Leland 2003). Arbitrairement, la sole en cuivre aura une épaisseur de 5 mm.
- La structure métallique et les compartiments de PCM sont en contact avec la sole. La structure métallique peut se présenter sous la forme d'aillettes plates (2D), d'aillettes croisées (3D, non représentables en 2D), d'un tube (2D axisymétrique), de plusieurs tubes concentriques (2D axisymétrique), de plusieurs tubes les uns à côté des autres (3D, non représentable en 2D), ou enfin d'un nid d'abeilles (3D, non représentables en 2D).

Utiliser la 2D plutôt que la 3D ?

L'objectif du modèle numérique est la description macroscopique de la charge et de la décharge du TES. Avoir recours à la 2D plutôt qu'à la 3D représente un avantage certain en termes de temps de calcul et de facilité d'analyse des résultats. Les représentations en 2D du TES avec Comsol sont regroupées dans la Figure 3.3. D'après ce tableau, il est possible de représenter des ailettes rectangulaires en 2D, ou une géométrie tubulaire ou concentrique en 2D axisymétrique. Il n'est pas possible avec seulement deux dimensions de représenter une structure de type nid d'abeilles (ou ailettes croisées ou tubes multiples) qui est pourtant la structure la plus intéressante pour le TES (§4.3.2, chapitre 2, page 54).

Cas particulier du nid d'abeilles :

Le nid d'abeilles est une structure au motif hexagonal qui offre des symétries mais nécessite la 3D pour être représenté de façon fidèle. Pour n'utiliser que la 2D, la représentation des ailettes plates est un peu trop éloignée du nid d'abeilles. Il est alors question de déterminer si la représentation monotube

ou la représentation à tubes concentriques est la plus proche d’une architecture en nid d’abeilles. Ces deux représentations sont comparées entre elles pour constater des différences ou non.

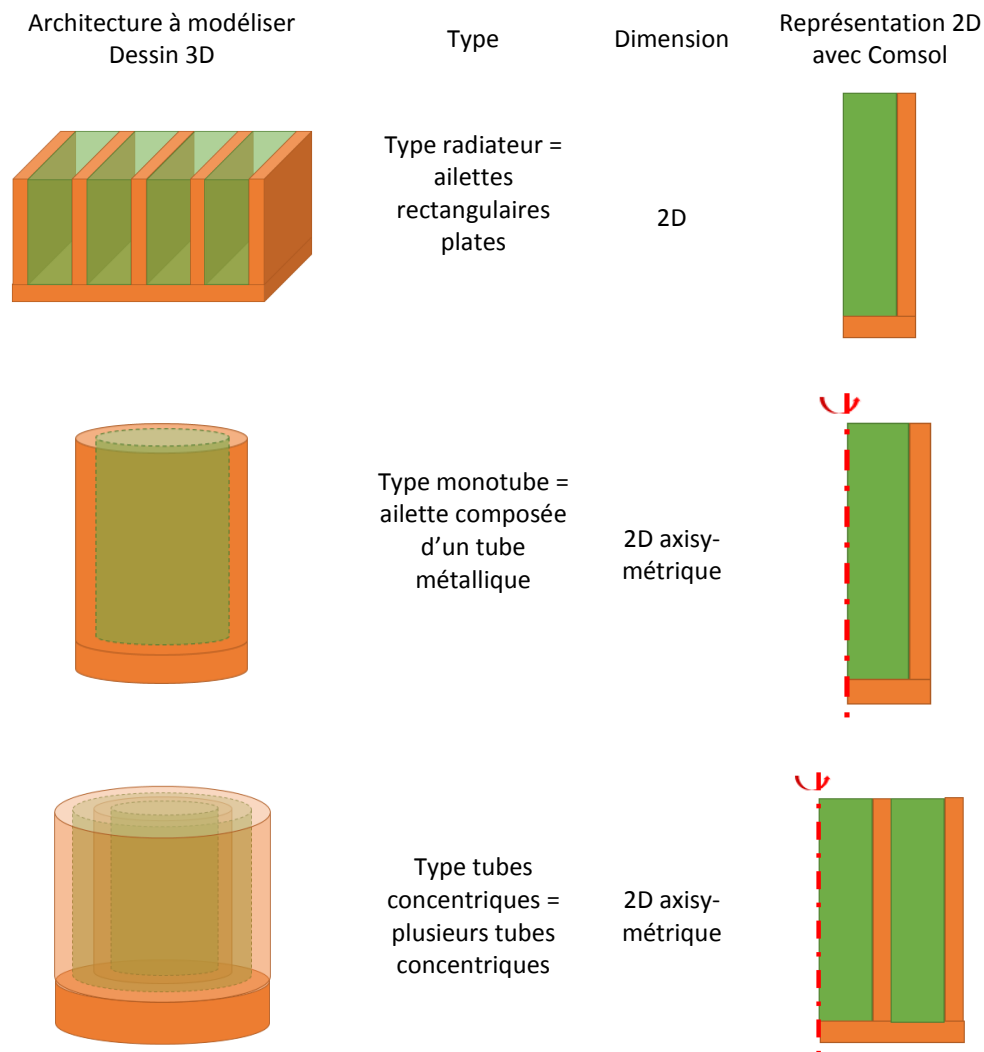


Figure 3.3. Représentations géométriques possibles du stockage thermique en 2D

2.4 Conditions initiales et aux limites du modèle transitoire 2D du TES

2.4.1 Conditions limites

Les conditions limites dépendent des volumes et des modules sélectionnés. Pour l’équation de la chaleur, il est possible d’imposer un flux (entrant, sortant ou isolation thermique), un échange convectif, ou bien une température sur une paroi. Pour l’équation de changement d’état, la seule option utilisée est l’étanchéité (isolation fluide) du volume (le PCM est confiné dans son compartiment). Enfin pour les équations de Navier-Stokes, il est précisé si l’interface en contact avec le PCM lui permet de glisser ou pas. Compte tenu de l’utilisation des PCM en phase liquide, le contact paroi/PCM liquide est en général considéré sans glissement. Les conditions limites sont listées dans le Tableau 3.3.

Condition limite de la charge ou de la décharge : la charge du TES se fait à partir d’une densité de flux entrante ou sortante appliquée sur la sole.

Module	Condition limite	Description
General heat transfer	Flux de chaleur	Apport de chaleur lors de la charge, Puits de chaleur en décharge, Pertes thermiques
	Echange convectif	Apport de chaleur lors de la charge, Puits de chaleur en décharge, Pertes thermiques
	Température imposée	Apport de chaleur lors de la charge, Puits de chaleur en décharge, Pertes thermiques, Utilisé pour parvenir à un état d'équilibre thermique
	Isolation thermique / symétrie Continuité	Pas d'échange avec l'extérieur Utilisé pour les frontières internes, continuité du flux de chaleur entre différents volumes
Diffusion (phase change)	Fraction de liquide imposée	Jamais utilisé
	Flux de liquide imposé	Jamais utilisé
	Etanche / symétrie	Condition par défaut aux frontières du volume de PCM
Convection naturelle	Paroi avec glissement	Interfaces de type Air/PCM
	Paroi sans glissement	Interfaces de type Cu/PCM
	Paroi de symétrie	Interfaces de type PCM/PCM (symétrie)

Tableau 3.3. Choix des conditions limites selon le type de module pré-conditionné

2.4.2 Conditions initiales (à $t = 0$)

Les conditions initiales sont différentes pour la fusion et la solidification. Il s'agit en général de préciser la température initiale et l'état du PCM. Toutes les possibilités sont présentées dans le Tableau 3.4. Comsol permet également de partir d'un résultat calculé au préalable, un régime permanent par exemple. Ce dernier cas est très pratique pour simuler la succession de cycles thermiques (charge puis décharge du TES)

Module	Condition initiale	Description
General heat transfer	Température imposée	La température initiale est uniforme pour chaque volume. Elle est inférieure à T_m dans le cas de la fusion, supérieure dans le cas de la solidification
Diffusion (phase change)	Fraction de liquide imposée	La fraction de liquide initiale est uniforme. Elle vaut 0 dans le cas de la fusion (tout est solide). Elle vaut 1 dans le cas de la solidification (tout est liquide)
Convection naturelle	Vitesse initiale du fluide (x et y) et pression initiale	En général, la vitesse initiale du fluide est considérée nulle (fusion ou solidification), et la pression correspond à l'atmosphérique 101325 Pa

Tableau 3.4. Choix des conditions initiales selon le type de module pré-conditionné

2.5 Maillage de la représentation géométrique

Dans le cas d'une géométrie à deux dimensions, il est possible de paramétrer la taille des mailles en fonction d'un point, d'une arête, ou d'un domaine. Dans tous les cas, le maillage entre chaque volume est connecté. Cela signifie que les nœuds, correspondant au croisement de plusieurs mailles dans différents domaines, sont situés sur les arêtes. A partir de là, les autres mailles sont générées et grandissent dans le volume considéré en fonction de la taille paramétrée. La taille maximale des mailles et leur coefficient d'agrandissement sont deux paramètres ajustables pour chaque domaine ou arête. Ceci permet d'avoir des mailles très petites sur les bords d'un domaine et des mailles plus grosses au milieu de celui-ci. La taille des mailles dépend de la taille et de la nature des domaines. En général, les domaines d'air et de cuivre sont peu maillés. En effet, la seule équation à calculer dans ces domaines est le transfert de chaleur par conduction thermique. Les domaines de PCM sont maillés beaucoup plus finement pour estimer correctement la position et la forme du front de fusion. Les arêtes

délimitant les volumes de PCM sont source d'instabilités numériques car plusieurs équations sont en jeu (conduction, convection, changement d'état). Ces arêtes sont en général maillées finement.



Ce qu'il faut retenir

Simulation numérique du stockage à chaleur latente

Les propriétés thermiques du PCM sont différentes selon l'état (solide ou liquide). Afin d'éviter des problèmes de stabilité numérique, la continuité mathématique entre deux valeurs est assurée par une formulation de type tangente hyperbolique (relation 3.12). La formulation de l'équation de changement d'état adaptée au logiciel Comsol est précisée (relations 3.13 et 3.14). Il s'agit du produit de deux fonctions « max ». La première détermine le déclenchement du changement d'état en fonction de la température. La seconde détermine l'arrêt du changement d'état en fonction de la valeur de la fraction de liquide. Celle-ci est nulle lorsque le PCM est solide et égale à 100 % lorsque le PCM est liquide. La formulation est légèrement différente (signe -) selon qu'il s'agisse de la fusion ou de la solidification. Le système de stockage thermique est représenté en 2D dans le cas d'ailettes plates ou en 2D axisymétrique dans le cas d'ailettes circulaires (tube seul ou plusieurs tubes concentriques). Les conditions aux limites concernant l'apport ou l'extraction de la chaleur, l'isolation thermique et fluide, les conditions de pertes thermiques et de glissement aux parois sont présentées. Les conditions initiales se résument à une température uniforme dans l'ensemble des domaines, une phase unique pour le PCM (soit solide soit liquide), et une vitesse de fluide nulle. Les conditions initiales peuvent être différentes en partant par exemple d'un résultat déjà calculé (résultat intermédiaire avec du PCM solide et liquide en même temps).

3 Comparaison du modèle du stockage thermique avec la littérature

Les équations de base utilisées pour la modélisation du changement d'état ont été présentées. Cependant, la formulation continue du changement d'état doit être validée. Il s'agit alors de déterminer un certain degré de confiance en cherchant des points de validation à partir de résultats publiés. Pour cela des critères de comparaison vont d'abord être définis. Ensuite les travaux menés par Leland et Recktenwald (Leland 2003) dans le cas d'une géométrie simple à ailettes plates rectangulaires vont être repris avec le couplage des équations sélectionnées (Figure 3.1).

3.1 Définition de critères de comparaison

L'avantage d'une simulation numérique est de pouvoir extraire une grande quantité d'informations. Que ce soit la température, l'énergie, le flux, ou la quantité de PCM à l'état liquide, chaque information peut être extraite en chaque point de la géométrie et à chaque instant. Il n'est pas question d'extraire chacune de ces informations en tous les points, mais plutôt de déterminer quelles sont celles qui sont les plus pertinentes, et s'il est judicieux de calculer des valeurs moyennes. Dans la littérature, la température moyenne de la sole est un paramètre très souvent utilisé (Mahmoud *et al.* 2013, Levin *et al.* 2013, Kozak *et al.* 2013). En effet, la sole est en métal (conductivité thermique élevée) et de faible épaisseur, et il est donc judicieux de lui attribuer une unique température. Cette température est caractéristique du stockage lorsqu'on lui affecte une température planché (décharge) ou plafond (charge) à ne pas franchir. Le TES influence la durée avant que la sole n'atteigne ce seuil de température. Cette durée est un critère caractéristique du TES en charge ou en décharge d'autant plus qu'elle est comparable avec des mesures expérimentales. La fraction de liquide dans le TES (calculée comme une moyenne sur le volume total de PCM) est également un critère régulièrement utilisé en simulation numérique (Wang *et al.* 2008, Vidalain *et al.* 2009, Kozak *et al.* 2013). La fraction de liquide est difficilement mesurable expérimentalement (mesure possible avec un appareil de type sonar), surtout à haute température, mais elle permet de comparer plusieurs simulations entre elles. Enfin, concernant la température du PCM, celle-ci est extraite des simulations aux endroits où les mesures expérimentales sont faites.



Critères de comparaison

Validation du modèle avec un modèle de référence (Leland 2003)

Une durée caractéristique de charge (respectivement de décharge) : durée nécessaire à l'élévation (respectivement baisse) de la température de la sole jusqu'à 800°C (respectivement 600°C) ; A partir de cette durée caractéristique, l'efficacité énergétique de la charge (respectivement de la décharge) est calculée (relations 3.15 et 3.16). Cette efficacité correspond au rapport de l'énergie effectivement chargée ou déchargée divisée par l'énergie potentiellement chargeable ou déchargeable. Le premier terme est exprimé comme le produit de la puissance (de charge ou de décharge) par la durée caractéristique. Le second est l'énergie qui serait chargée (ou déchargée) dans le cas idéal où l'ensemble du stockage passerait d'une température basse à une température haute (ou inversement) sans gradient thermique.

$$Potentiel_{\text{énergétique}} = m_{PCM}(Cp_{PCM}\Delta T_{max} + L) + m_{Cu}Cp_{Cu}\Delta T_{max} \quad (3.14)$$

$$\eta_{\text{énergétique}} = \frac{\varphi_{\text{charge ou décharge}} S_{\text{sole}} \times \tau_{\text{carac}}}{Potentiel_{\text{énergétique}}} \quad (3.15)$$

La fraction de PCM liquide : elle correspond à la quantité de PCM sous forme liquide par rapport à l'ensemble du domaine de PCM. Elle est issue d'un calcul intégral à chaque instant (relation 3.17).

$$f_L(t) = \frac{\iint_{\Omega} f_L(x,y) dx dy}{\iint_{\Omega} dx dy} \quad (3.16)$$

La température : l'évolution de la température est extraite du modèle au niveau de points caractéristiques. Ces points peuvent correspondre à des emplacements similaires aux expériences, Il peut aussi s'agir d'un point dans le PCM ou la fusion/solidification survient le plus tardivement.

3.2 Comparaison du modèle avec des résultats publiés

Dans l'objectif de se conforter de la justesse physique du modèle, une des géométries PCM/ailette, publiée par Leland et Recktenwald (Leland 2003), est recrée avec nos équations. Leur géométrie est très simple et correspond à l'idée du stockage thermique latent envisagée pour la protection des modules absorbeurs. La géométrie met en jeu un compartiment de PCM bordé sur une partie de sa hauteur par une ailette métallique, le tout posé sur une sole métallique sur laquelle est appliquée la densité de flux constante. La convection naturelle n'est pas prise en compte. Leland *et al.* le justifient par le calcul du nombre de Rayleigh qui est inférieur au Ra critique (Pal et Joshi 1996).

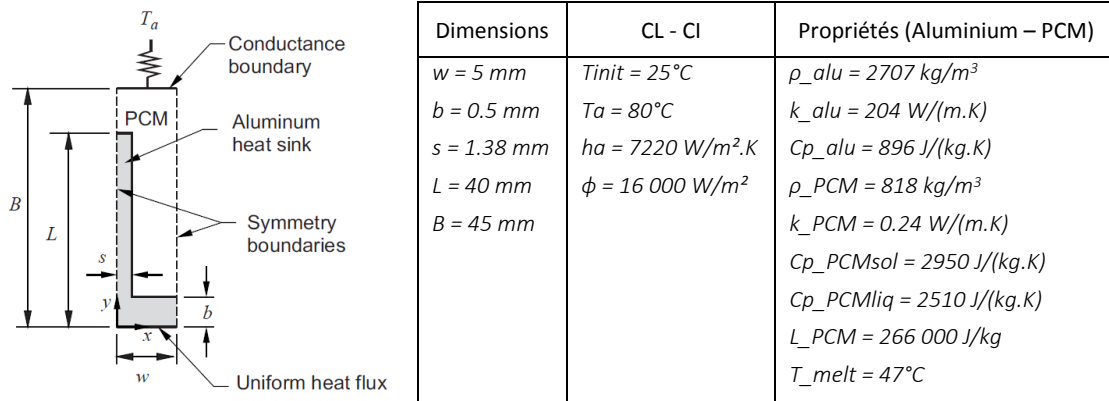


Figure 3.4. Géométrie, paramètres et propriétés considérés à partir de Leland *et al.* pour la validation du modèle

Leland *et al.* présentent dans leur article plusieurs géométries (dimensions de l'ailette) dans le but d'optimiser les performances de l'ailette. Les dimensions retenues sont celles de la géométrie qu'ils qualifient d'optimisée (Figure 3.4). Cette géométrie est recrée sous Comsol en respectant les dimensions et les propriétés physiques des matériaux (paraffine et aluminium, Figure 3.4). Les conditions limites appliquées par les auteurs et par le présent modèle sont :

- Une densité de flux de $16\,000 \text{ W/m}^2$ constante et uniforme sur la surface basse de la sole ;
- Un flux convectif sur la paroi située en haut avec un échange à $7220 \text{ W/m}^2.\text{K}$;
- Une température infinie de 80°C sur la paroi haute du PCM ;
- Des conditions de symétrie à droite et à gauche (pas d'échange thermique) ;
- A l'instant initial, l'ensemble des domaines est à la température uniforme de 25°C et le PCM est solide (fraction de liquide nulle).

Les évolutions temporelles de la température moyenne de la sole et de la fraction de liquide sont comparées. Ces deux critères ont été retenus par les auteurs comme caractéristiques des performances du stockage thermique. Chacun de ces critères est calculé à chaque instant comme la moyenne intégrée par rapport à la masse de l'élément considéré.

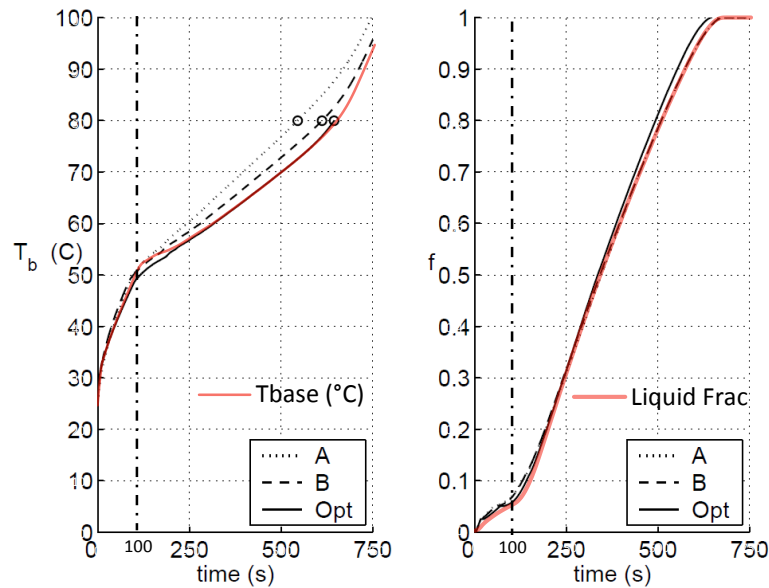


Figure 3.5. Comparaison entre les résultats de simulation de Leland *et al.* (en noir) et ceux de du modèle développé (en rouge)

Sur la Figure 3.5, la courbe rouge correspond au résultat du modèle développé. Cette courbe est à comparer avec la courbe noire en trait continu qui correspond à la géométrie optimisée de Leland *et al.* Les courbes de la fraction de liquide sont quasiment confondues et les tendances (changements de pente) sont correctement suivies par notre modèle. La création de PCM liquide commence dès les premiers instants de la simulation car la température ambiante sur le haut de la géométrie apporte de la chaleur et fait fondre le PCM. La fusion au niveau de la sole commence à partir de $t = 100$ s. A cet instant, la température de la sole, prédite par notre modèle est légèrement supérieure à celle prédite par le modèle enthalpique de Leland *et al.* Ceci peut s'expliquer par le caractère discontinu du modèle enthalpique qui impose immédiatement une température constante au PCM à la création du liquide alors que notre modèle est plus progressif et une erreur de 2% est mathématiquement ajoutée au modèle pour forcer la création du liquide (erreur assimilable à un retard temporel). L'écart entre les deux courbes se réduit rapidement pour être quasiment nul à partir de $t = 250$ s jusqu'à la fin de la simulation. L'erreur maximale commise sur le calcul de la température est de 2°C pour 50°C soit 4% par rapport aux calculs de Leland *et al.* Elle est de 2% sur la fraction de liquide. En conclusion, notre modèle est cohérent avec les évolutions attendues de la température et de la fraction de liquide lors de la fusion. Il s'agit là d'une première validation du modèle. Il n'a en revanche pas été possible de comparer notre modèle en décharge, même si les équations sont identiques, car aucun résultat du même genre (modèle simple, détaillé) n'a pu être trouvé dans la littérature.



Ce qu'il faut retenir

Validité du modèle du stockage à chaleur latente

Des critères de comparaison sont définis pour confronter le modèle avec des résultats publiés dans le cas d'une ailette plate. La durée caractéristique de charge ou décharge et la fraction de liquide sont les critères retenus. Les résultats obtenus coïncident parfaitement avec ceux de Leland & Recktenwald. Le modèle est donc considéré comme valide avec ce type de géométrie. Par la suite, le modèle est utilisé dans le cas d'une géométrie légèrement différente : les ailettes sont représentées en 2D axisymétrique pour se rapprocher d'une structure de type nid d'abeilles.

4 Sélection d'une représentation pour le stockage à structure en nid d'abeilles

Pour comparer deux géométries entre elles et critiquer le modèle utilisé, des dimensions sont nécessaires. Pour bien comprendre, il faut avoir conscience que les études numériques et expérimentales du stockage à chaleur latente ont été menées en parallèle. L'étude expérimentale est l'objet du chapitre 4. Cette section s'intéresse à la comparaison de deux modèles en 2D axisymétrique qui sont les plus proches de l'architecture en nid d'abeilles prévue pour le stockage thermique. Pour pouvoir les comparer, une géométrie de référence est nécessaire dont les dimensions sont précisées dans le Tableau 3.5.

Dimension	Valeur
Rayon intérieur	5 mm
Rayon extérieur	6 mm
Hauteur du tube	50 mm
Epaisseur de la sole	2 mm
Taux massique de PCM	35%

Tableau 3.5. Dimension de la géométrie de référence

Cette géométrie se compose d'un tube de cuivre qui repose sur une sole. Le taux massique de PCM dans le tube est la caractéristique qui sera conservée dans la géométrie à tubes concentriques.

4.1 Introduction de deux représentations possibles

La Figure 3.6 montre deux représentations possibles en 2D d'une géométrie de type nid d'abeilles.

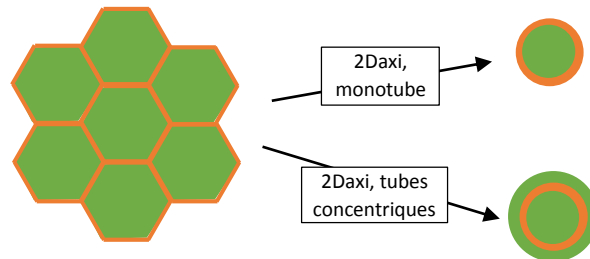


Figure 3.6. Représentations géométriques possibles du nid d'abeilles en 2D

Il est impossible de choisir a priori entre le modèle ne représentant qu'un seul tube (monotube) et le modèle mettant en jeu une couronne de PCM autour d'un tube central (à tubes concentriques). Pour orienter le choix, les deux géométries vont être comparées entre elles, en fixant un taux massique de PCM commun. Le taux massique est calculé à partir de la géométrie monotube (voir les dimensions dans le Tableau 3.5). Il correspond au rapport de la masse de PCM sur la masse totale du TES. La nomenclature utilisée pour les rayons est illustrée sur la Figure 3.7.

$$\tau_{mass PCM} = \frac{\rho_{PCM}\pi r_1^2}{\rho_{PCM}\pi r_1^2 + \rho_{Cu}\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.17)$$

$$\tau_{mass PCM} = \frac{2110 * 0,005^2}{2110 * 0,005^2 + 8900 * (0,006^2 - 0,005^2)}$$

$$\tau_{mass PCM} = 35 \text{ wt\%}$$

Le calcul permet d'obtenir un taux de 35 % en masse de PCM dans le stockage. Ce taux doit être conservé dans la géométrie à tubes concentriques. Dans cette géométrie, r_1 est le même que dans la

géométrie monotube ($r_1 = 5$ mm) et r_3 correspond à la distance centre à centre de deux tubes l'un à côté de l'autre, soit $r_3 = 12$ mm.

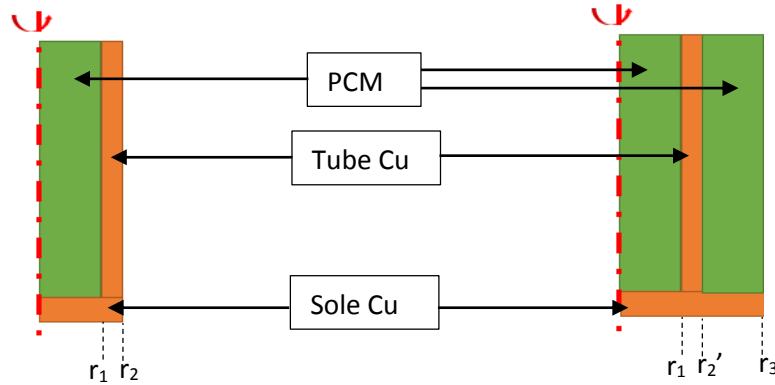


Figure 3.7. Géométrie monotube et géométrie à tubes concentriques

Pour maintenir le taux de PCM identique, la valeur de r_2 est modifiée. Cette valeur est notée r_2' . Elle est calculée de la façon suivante :

$$r_2' = \sqrt{\frac{\frac{\rho_{Cu}}{\rho_{PCM}} r_1^2 + \left(\frac{1}{\tau_{mass PCM}} - 1\right) (r_3^2 + r_1^2)}{\frac{\rho_{Cu}}{\rho_{PCM}} + \frac{1}{\tau_{mass PCM}} - 1}} \quad (3.18)$$

$$r_2' = \sqrt{\frac{\frac{8900}{2110} * 0,005^2 + \left(\frac{1}{0,35} - 1\right) (0,012^2 + 0,005^2)}{\frac{8900}{2110} + \frac{1}{0,35} - 1}}$$

$$r_2' = 8,3 \text{ mm}$$

Maintenant que les dimensions sont définies, il est intéressant de savoir si la convection naturelle joue un rôle dans de telles géométries. Pour répondre à cette question, il faut calculer le nombre Rayleigh.

$$Ra = \frac{\alpha \rho g (T_{paroi} - T_{\infty}) R^3}{\mu \left(\frac{k}{\rho Cp} \right)} \quad (3.19)$$

$$Ra = \frac{0,0023 * 1800 * 9,81 * (800 - 723) * 0,005^3}{0,004 * \frac{2,6}{1800 * 2500}}$$

$$Ra \approx 4.10^5 < Ra_{crit}$$

Comme le montre le résultat, la convection naturelle est largement négligeable. Par conséquent, les modèles ne prennent en compte que l'équation de la chaleur et l'équation de changement d'état (fusion ou solidification). Les géométries sont dessinées dans Comsol et le calcul est effectué en régime transitoire (dépendant du temps) pour la fusion et la solidification en imposant une densité de flux arbitraire de ± 20 kW/m². L'évolution des températures et de la fraction de liquide est simulée pendant 4 000 s. Les critères de comparaison retenus sont rappelés (§3.1 page 73) :

- Le temps caractéristique de charge ou de décharge défini par rapport à un seuil de température franchi par la température moyenne de la sole ;

- La fraction de liquide finale ;
- L'évolution de la température du PCM au dernier endroit où il change d'état, ce point est considéré comme caractéristique du TES.

Les résultats concernant la fusion d'une part, et la solidification d'autre part font l'objet des paragraphes 4.2 et 4.3.

4.2 Comparaison des deux représentations durant la charge

La modélisation est effectuée avec une densité de flux entrante de 20 kW/m^2 . La température initiale, uniforme, vaut 600°C dans tous les domaines. Le PCM est solide ($f_L=0$). L'équation de changement d'état relative à la fusion du PCM est appliquée (carbonate de lithium, fusion à 723°C). La comparaison des géométries monotubulaire et à tubes concentriques aboutit aux remarques suivantes :

- Le temps caractéristique de charge est identique à la seconde près. Environ 4000 s pour élever la température de la sole du TES de 600 à 800°C (Figure 3.11) ;
- Le taux de fusion final est de 100% dans les deux cas.

D'autres critères sont donc observés comme le temps de calcul, la distribution de la température et du flux de chaleur propagé par le tube. Tout d'abord, le temps de calcul des deux simulations est très différent avec seulement 23 s pour le cas monotube et plus de 280 s pour le cas tubes concentriques. Soit une durée de calcul dix fois supérieure. A partir de la Figure 3.8, la distribution de la température dans les deux géométries au même instant est comparée (ici à $t = 2700 \text{ s}$ en plein changement d'état).

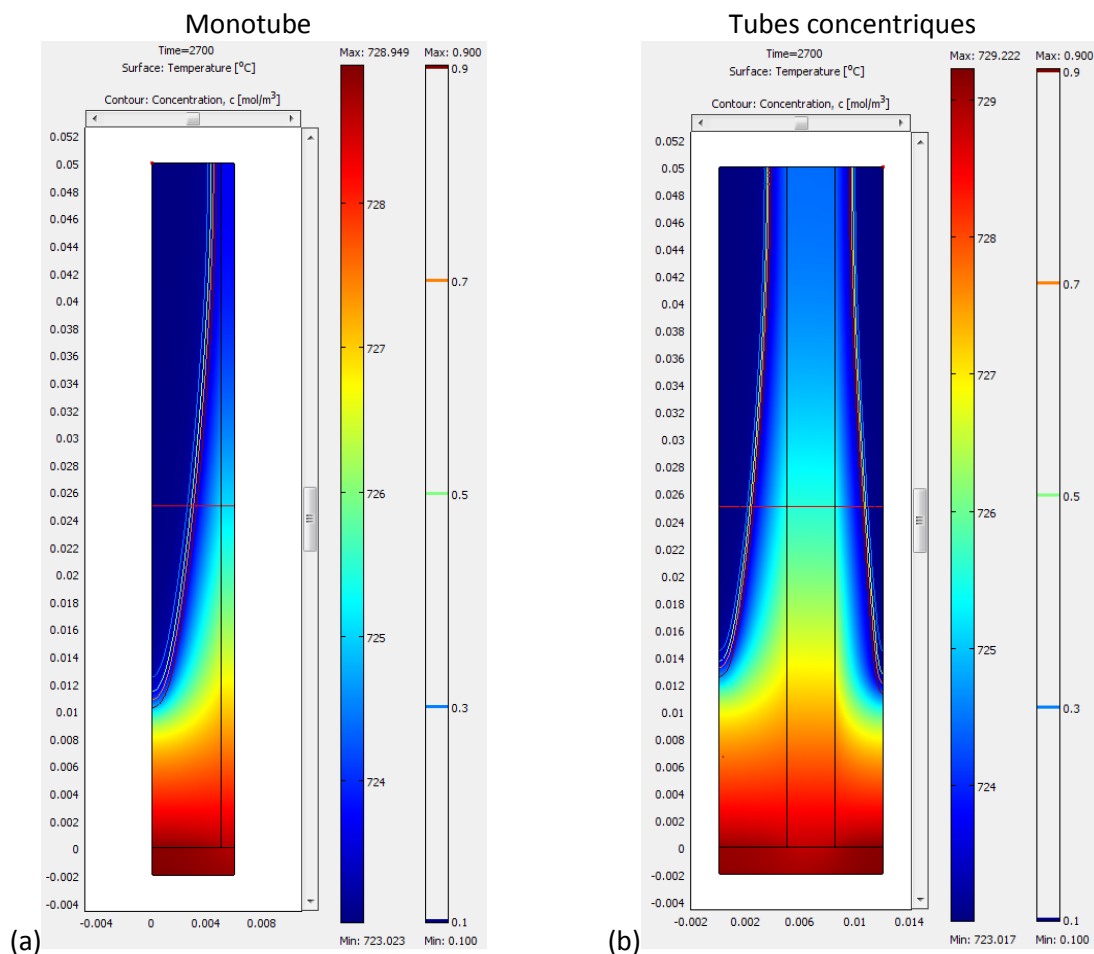
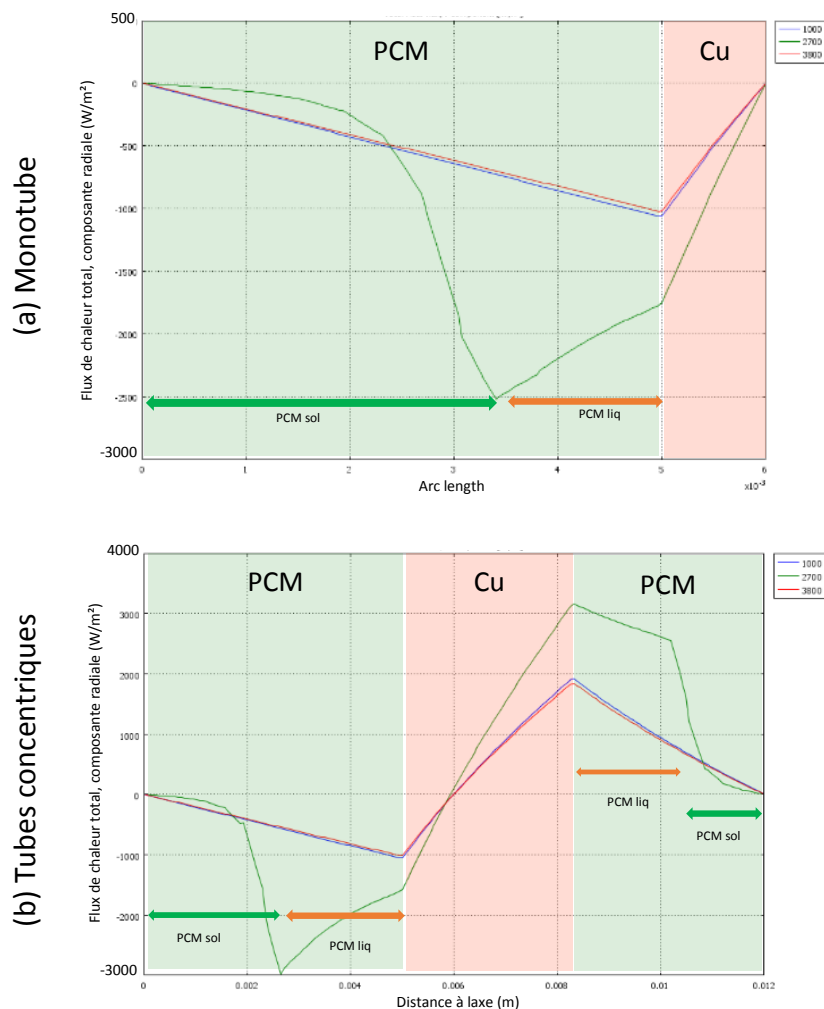


Figure 3.8. Distribution de la température ($^\circ\text{C}$) et front de fusion à l'instant 2700 s : (a) monotube, et (b) tubes concentriques

L'écart de température maximal est identique dans les deux géométries, 6°C entre 723 et 729°C. Cet écart est de faible étendue car le changement d'état est en cours et empêche la température du PCM de trop augmenter même si elle n'est pas rigoureusement constante à 723°C. La forme du front de fusion, dans le cas du tube central, est identique dans les deux cas avec une forme parabolique. En effet, la partie basse du compartiment de PCM reçoit la chaleur principalement de la sole tandis que la partie haute reçoit la chaleur principalement de l'ailette et de façon dégressive avec la hauteur. L'épaisseur du front de fusion, matérialisée par les iso- f_L (lignes de fraction de liquide identiques), est très faible (de l'ordre de 0,5 mm) et identique dans les deux géométries. Ces lignes sont quasiment toutes superposées dans la zone bleue du PCM. Le PCM situé dans le tube central semble fondre plus rapidement dans le cas de la géométrie à tubes concentriques. Cela peut s'expliquer par l'épaisseur de cuivre plus importante même si le taux massique de PCM est conservé. La surface de tube en contact avec la sole est plus importante et le tube capte plus facilement la chaleur. La distribution des températures est conforme aux attentes avec une zone chaude proche de la source de chaleur et dans le cuivre du tube, et une zone froide à l'endroit le plus loin de la source de chaleur et du tube.

La densité de flux, le long d'une horizontale, est tracée à plusieurs instants sur la Figure 3.9.



La Figure 3.9 montre la composante horizontale du flux de chaleur le long d'un axe horizontal traversant toute la géométrie à 2,5 cm de hauteur (au milieu de la hauteur du TES, voir Figure 3.8). Il s'agit de la quantité de flux transmise du tube vers le PCM. Les courbes bleue et rouge représentent la densité de flux lorsque le PCM est monophasique, entièrement solide ou entièrement liquide. Les évolutions spatiales du flux sont linéaires puisque le seul transfert de chaleur est la conduction thermique avec des propriétés physiques constantes des matériaux (PCM et Cu). En comparant les deux géométries, l'évolution du flux est identique, avec une croissance progressive jusqu'à 1000 W/m^2 (en valeur absolue, le signe moins s'explique à cause de la direction opposée à l'axe) puis une décroissance dans le tube de cuivre jusqu'à une valeur nulle à la distance $x = 6 \text{ mm}$. Dans la géométrie à tubes concentriques, la densité de flux est également nulle à 6 mm. Il s'agit de la position à laquelle la densité de flux de chaleur se répartie soit à l'intérieur du tube soit à l'extérieur. Le tube de cuivre joue son rôle de distributeur du flux de chaleur, de façon équitable de chaque côté, car le taux massique de PCM a bien été respecté.

Sur la Figure 3.9, la courbe verte représente la densité de flux de chaleur à l'instant 2700 s lorsque le PCM est en cours de fusion. Le PCM proche du tube est liquide alors qu'il est toujours solide au cœur du volume de PCM. L'évolution du flux dans le PCM n'est plus linéaire mais incurvée à cause du changement d'état qui influence la distribution de température et donc le flux par conduction. Le pic de flux dans le PCM le tube central correspond à la position du front de fusion. Ce pic de flux s'explique car l'écart de température entre l'ailette et le PCM augmente jusqu'au front de fusion puis diminue jusqu'à l'axe. Ce pic ne se situe pas exactement à la même position entre les deux géométries, car le front de fusion n'avance pas exactement à la même vitesse, comme le montre la Figure 3.8. Dernière remarque concernant le flux au cours du changement d'état, dans le cas de la géométrie à tubes concentriques, en s'éloignant du tube, la densité de flux augmente (en valeur absolue) dans le tube central, alors qu'il diminue dans la couronne de PCM lorsqu'on s'éloigne du tube. En effet, dans le tube central, la densité de flux est de plus en plus intense alors qu'elle diminue dans la couronne. L'extraction du flux de chaleur est donc une donnée de simulation exploitable pour l'analyse du comportement de la matrice métallique lors de futures expérimentations.

L'évolution de la fraction de liquide totale est tracée sur la Figure 3.10. Elle est calculée comme une moyenne volumique à chaque instant (relation 3.17).

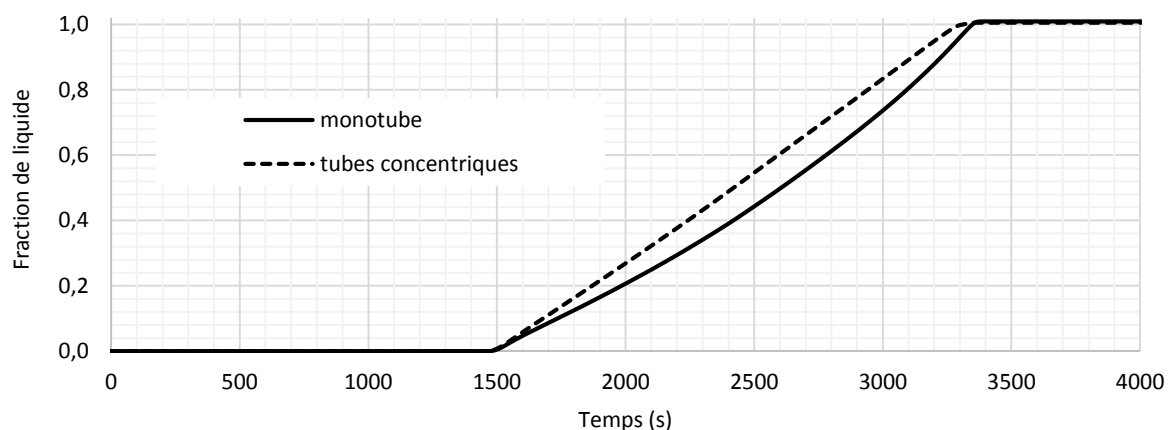


Figure 3.10. Evolution de la fraction totale de liquide au cours de la charge

En comparant les évolutions de fraction totale de liquide dans les deux géométries (Figure 3.10), le changement d'état commence au même instant à environ 1500 s. Ceci prouve que la densité de flux de chaleur par conduction provenant de la sole pour fondre le PCM directement en contact est identique dans les deux géométries ; et ce, grâce au respect de la fraction massique des matériaux. A

partir de cet instant, l'évolution de f_L dans le cas des tubes concentriques est linéaire alors qu'elle est incurvée (concave) dans le cas monotube. Un phénomène accélère la fusion du PCM dans la géométrie à tubes concentriques, et il s'agit sans doute de l'épaisseur de cuivre du tube. Le tube étant plus chaud, la conduction dans le PCM est plus importante, et la fusion plus rapide. La fin de la fusion survient avec un écart d'environ 1 min. La géométrie à tubes concentriques fait fondre le PCM plus rapidement. Un écart relativement faible. La fraction de liquide n'est pas mesurable à des températures aussi élevées, par conséquent il n'est pas possible de savoir quelle évolution de f_L est la plus juste. Il n'est donc pas possible de faire un choix entre les deux géométries pour l'instant. Pour aller plus loin dans l'analyse, les évolutions de la température de la sole et du PCM sont illustrées sur la Figure 3.11.

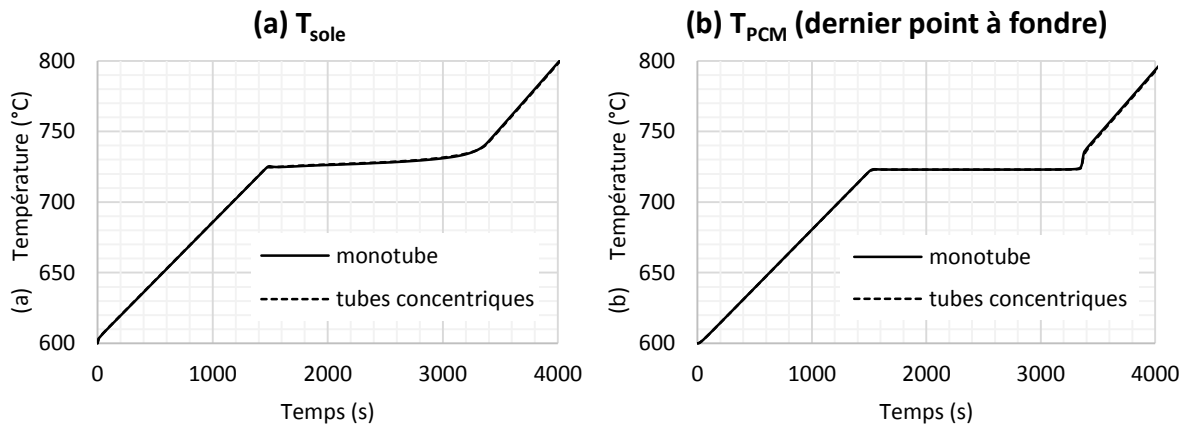


Figure 3.11. (a) Evolution de la température de la sole et (b) température du dernier point de PCM à fondre (charge des géométries)

La température dans la sole (Figure 3.11 a) est la même dans les deux géométries. Ceci prouve que les transferts de chaleur entre la sole et le TES sont identiques dans les deux cas. Le dernier point à changer d'état se situe au point le plus éloigné de la sole sur l'axe dans le cas monotube. Il est situé sur l'axe du volume de PCM de la première couronne dans le cas tubes concentriques. L'évolution de la température en chacun de ces points est donnée sur la Figure 3.11 b. Le palier de fusion est nettement marqué à 723°C et la fin de la fusion se distingue par un saut de température d'une dizaine de degrés. L'évolution de la température à ces deux points est rigoureusement identique. Pourtant la fusion se termine plus tôt dans le cas tubes concentriques (Figure 3.10). Le décalage de 10 s ne se remarque pas sur la Figure 3.11 b. Les deux points étant situés sur les frontières du modèle, la masse de PCM associé est trop faible pour avoir une influence sur la fraction de liquide globale.

4.3 Comparaison des deux représentations durant la décharge

Dans le cas de la solidification, la température initiale est uniforme de 800°C, la densité de flux sortante imposée sur la sole vaut - 20 kW/m². Le changement d'état est exprimé par la relation 3.13. Par rapport aux deux premiers critères de comparaison, une fois de plus la durée de décharge des deux géométries est identique avec 4000 s environ et avec un taux de solidification de 100%. Par conséquent, les observations sont des évolutions de la fraction de liquide, de la température de la sole et la température du dernier point à changer d'état sont extraits (Figure 3.12 a b et c).

La fraction de liquide, évolue de 100 % vers une valeur nulle, de façon quasi linéaire dans les deux cas et les courbes sont confondues. L'évolution des températures est également très proche. L'écart entre les courbes de températures est très faible, que ce soit au niveau de la sole ou bien au niveau du dernier point à se solidifier. Ce point se situe par ailleurs au même endroit, en haut de l'axe du tube central, pour les deux géométries.

Les résultats obtenus ne sont pas symétriques par rapport à la fusion bien que les équations et les conditions limites soient les mêmes. Cela s'explique à cause de la température initiale qui est plus proche de la température de fusion dans le cas de la décharge (77°C d'écart) que dans le cas de la charge (123°C d'écart). En somme, le gradient thermique s'installe moins bien dans le volume du TES et les différences entre les deux modèles sont plus faibles en décharge qu'en charge.

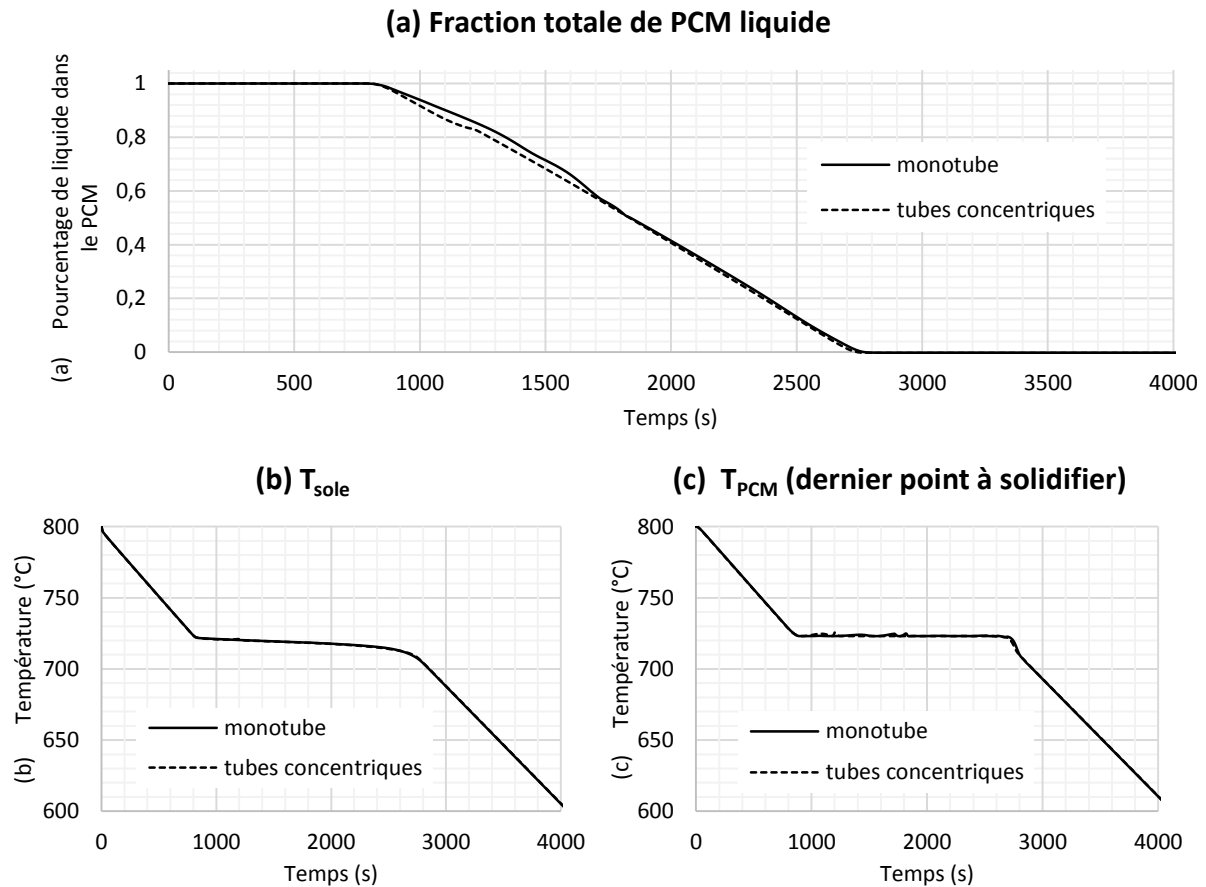


Figure 3.12. (a) Courbes de la fraction de liquide (b) température de la sole (c) température du dernier point à changer d'état (décharge des géométries)



Ce qu'il faut retenir

Modélisation d'une structure en nid d'abeilles

Deux approches sont étudiées pour représenter un nid d'abeilles en 2D axisymétrique : une géométrie monotube et une géométrie à tubes concentriques. Dans le cas de la simulation de la charge (fusion du PCM, §4.2), les deux géométries donnent des résultats quasi identiques. Seule l'évolution de la fraction de liquide globale diffère légèrement. Elle est très linéaire dans le cas de la géométrie à tubes concentriques alors qu'elle est légèrement incurvée avec la géométrie monotube. Dans les deux géométries, la fusion commence au même instant, mais se termine 1 min plus tôt avec la géométrie à tubes concentriques, sur une durée de fusion d'environ 31 minutes. Dans le cas de la solidification (§4.3), les deux géométries donnent des résultats superposables. La géométrie à tubes concentriques est écartée de l'étude car elle est plus compliquée (plus de domaines représentés) que la géométrie monotube et le temps de calcul est plus long (maillage plus complexe). Elle n'est de toute façon pas plus proche d'un nid d'abeilles que la géométrie monotube. Au §5, l'étude paramétrique du modèle en fonction du flux de chaleur imposé, de la hauteur et de l'épaisseur du tube est étudiée.

5 Etude paramétrique du modèle du stockage thermique (modèle monotube)

Dans cette partie, les dimensions du tube sont nécessaires. Celles-ci ont été fixées au fur et à mesure alors que les études numérique et expérimentale (chapitre 4) ont été menées en parallèle. La structure métallique étudiée est composée de tubes de 10 mm de diamètre intérieur. La méthode et les résultats de l'étude paramétrique sont présentés.

5.1 Paramètres étudiés

L'étude paramétrique pose les bases du dimensionnement du TES. Le diamètre intérieur du tube est fixé à 10 mm de façon à conserver le volume de PCM constant. L'épaisseur du tube varie. Le flux de chaleur (entrant ou sortant) varie également en tant que paramètre moteur de la charge/décharge du TES. Enfin la hauteur du tube varie pour tester la capacité du TES à solliciter le PCM loin de la sole. Au total donc, 3 paramètres varient. Pour chacun de ces paramètres, quatre valeurs sont affectées :

- L'épaisseur du tube varie de la taille d'une feuille métallique à une valeur identique au rayon intérieur, soit 0,1 mm, 0,5 mm, 1 mm et 5 mm ;
- La densité de flux entrante prend les valeurs 10, 50, 100 et 150 kW/m² (valeurs possibles à l'arrière d'un module absorbeur solaire) ;
- La hauteur du TES, directement liée à la capacité de stockage thermique, prend les valeurs 10, 20, 100, 200 mm. Dans la pratique, l'espace disponible à l'arrière d'un module absorbeur ne permettra pas d'avoir plus de 20 cm de profondeur de stockage (tuyauterie).

L'étude paramétrique représente donc 64 simulations. Seul le cas de la charge est simulé. La décharge avec la même densité de flux présente les mêmes caractéristiques. Les critères de comparaison sont les suivants :

- Durée caractéristique de charge pour que la sole atteigne 800°C, à partir de 600°C ;
- Taux de fusion à la fin de la charge, *i.e.* la proportion de PCM liquide ;
- Efficacité énergétique de charge, calculée à partir de la relation 3.16.

Les deux premiers paramètres (temps caractéristique et taux de fusion) sont extraits des simulations. Ces critères dépendent de la géométrie et peuvent difficilement être comparés entre eux. L'efficacité énergétique est un moyen de comparaison intéressant puisqu'il est adimensionné.

5.2 Résultats de l'étude paramétrique

L'étude paramétrique permet d'extraire les résultats qui sont regroupés dans des tableaux mais également représentés à l'aide de courbes le cas échéant. Les tableaux permettent d'avoir une vision d'ensemble tandis que les courbes sont plus pratiques pour mettre en évidence des tendances d'évolution.

5.2.1 Durée caractéristique et taux de fusion de la charge

Les données extraites des simulations sont regroupées dans les Tableau 3.6 et Tableau 3.7. Le Tableau 3.6 regroupe les durées caractéristiques de la charge de chaque simulation. La durée caractéristique de la charge et la durée pour que la sole atteigne la température de 800°C. Ces durées sont cohérentes. La durée de stockage est d'autant plus longue que le flux de chaleur injecté est faible et que la hauteur du TES est importante. La durée de charge, pour les cas simulés, s'étend :

- De 70 s pour la géométrie [$\varphi = 150 \text{ kW/m}^2$, $h_{\text{TES}} = 10 \text{ mm}$, $e_{\text{tube}} = 5 \text{ mm}$] ;
- A près de 35 000 s (10 h) pour la géométrie [$\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$, $h_{\text{TES}} = 200 \text{ mm}$, $e_{\text{tube}} = 0,1 \text{ mm}$].

DUREE CARACTERISTIQUE DE LA CHARGE (s)					
Densité de flux	Epaisseur tube	Hauteur stockage			
		10 mm	20 mm	100 mm	200 mm
$\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	2065	3997	19100	
	0,5 mm	1902	3665	17730	34900
	1,0 mm	1729	3314	16020	31885
	5,0 mm	1150	2153	10230	20240
$\varphi = 50 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	401	755	1830	
	0,5 mm	370	714	3327	4900
	1,0 mm	337	649	3079	5900
	5,0 mm	225	425	1995	3890
$\varphi = 100 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	186	310	490	
	0,5 mm	179	349	1225	1640
	1,0 mm	164	318	1440	2070
	5,0 mm	109	210	971	1847
$\varphi = 150 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	110	161	216	
	0,5 mm	113	223	647	775
	1,0 mm	104	207	790	1090
	5,0 mm	70	135	630	1125

Tableau 3.6. Durée caractéristique pour que la température de la sole passe de 600 à 800°C

Il arrive parfois qu'il n'y ait pas de logique dans l'enchaînement des temps caractéristiques de charge et cela est dû à la géométrie du TES qui ne permet pas de fondre entièrement le PCM. Un fort gradient thermique s'installe et la sole atteint 800°C avant que le PCM n'ait eu le temps de fondre entièrement. Le taux de fusion partiel est surligné en rouge dans le Tableau 3.7.

TAUX DE FUSION					
Densité de flux	Epaisseur tube	Hauteur stockage			
		10 mm	20 mm	100 mm	200 mm
$\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	100%	100%	100%	
	0,5 mm	100%	100%	100%	100%
	1,0 mm	100%	100%	100%	100%
	5,0 mm	100%	100%	100%	100%
$\varphi = 50 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	100%	100%	29%	
	0,5 mm	100%	100%	100%	62%
	1,0 mm	100%	100%	100%	100%
	5,0 mm	100%	100%	100%	100%
$\varphi = 100 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	90%	70%	13%	
	0,5 mm	99%	100%	60%	27%
	1,0 mm	100%	100%	99%	53%
	5,0 mm	83%	100%	100%	100%
$\varphi = 150 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	68%	40%	7%	
	0,5 mm	83%	95%	35%	17%
	1,0 mm	83%	100%	67%	31%
	5,0 mm	65%	85%	100%	89%

Tableau 3.7. Taux de fusion à la fin de la charge : pourcentage de PCM devenu liquide

Les valeurs du taux de fusion sont regroupées dans le Tableau 3.7. La valeur de 100% signifie que l'ensemble du PCM est devenu liquide à la fin de la charge, et donc que toute l'énergie relative au changement d'état est consommée. Les valeurs en rouge et en gras dénotent une mauvaise efficacité de stockage. C'est avec des puissances et une hauteur de TES élevées que la fusion peut être incomplète. Il est en revanche plus surprenant de constater que le taux de solidification, à épaisseur de tube et flux de chaleur fixes, admet un maximum en fonction de la hauteur du TES (ceci est davantage visible sur les courbes de la Figure 3.13). En réalité, si la hauteur de PCM est trop faible, elle ne permet pas de refroidir suffisamment la sole qui monte vite en température. Et si la hauteur de

PCM est trop grande, un gradient thermique s'établit verticalement et la sole atteint 800°C alors que la partie haute du stockage n'a même pas changé d'état. A partir de ces données, l'efficacité énergétique est calculée.

5.2.2 Efficacité énergétique de la charge

A partir des données extraites de Comsol, l'efficacité énergétique de charge qui correspond à l'énergie effectivement chargée sur le potentiel chargeable entre 600 et 800°C est calculée (voir relation 3.16). Il s'agit d'un indicateur sans dimension permettant de comparer les différentes géométries entre elles de façon plus objective que les valeurs brutes extraites de Comsol.

EFFICACITE ENERGETIQUE					
Densité de flux	Epaisseur tube	Hauteur stockage			
		10 mm	20 mm	100 mm	200 mm
$\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	93%	93%	92%	
	0,5 mm	94%	94%	94%	93%
	1,0 mm	95%	94%	94%	94%
	5,0 mm	97%	97%	97%	96%
$\varphi = 50 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	91%	88%	44%	
	0,5 mm	92%	92%	88%	65%
	1,0 mm	92%	92%	90%	87%
	5,0 mm	95%	95%	94%	92%
$\varphi = 100 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	84%	72%	23%	
	0,5 mm	89%	90%	65%	43%
	1,0 mm	90%	91%	85%	61%
	5,0 mm	92%	94%	92%	88%
$\varphi = 150 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	75%	56%	16%	
	0,5 mm	84%	86%	51%	31%
	1,0 mm	85%	88%	70%	48%
	5,0 mm	89%	91%	89%	80%

Tableau 3.8. Efficacité énergétique de charge*

* Energie chargée prédite (simulation) divisée par le potentiel d'énergie entre 600 et 800°C

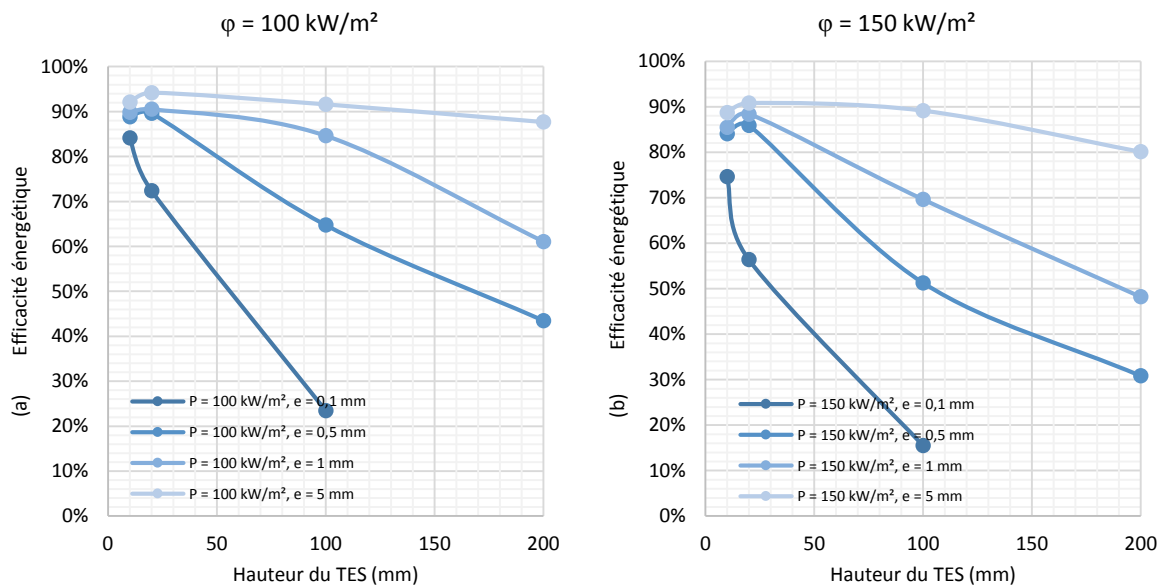


Figure 3.13. Evolution de l'efficacité énergétique en fonction de la hauteur du TES pour une densité de flux de 100 kW/m² (a) et 150 kW/m² (b)

Dans le Tableau 3.8, l'efficacité énergétique n'est jamais égale à 100%. La perte d'efficacité est le gradient thermique résiduel simulé à la fin de la charge. Pour les géométries étudiées, l'efficacité est comprise entre 16 et 97%. Les efficacités énergétiques les plus faibles sont évidemment corrélées avec les taux de fusion les plus faibles puisque non seulement l'énergie latente n'est pas entièrement consommée mais l'énergie sensible du PCM liquide est également perdue. C'est donc une perte d'énergie très importante. Les meilleures efficacités énergétiques sont obtenues avec de faibles puissances, une grande épaisseur de tube et une hauteur de stockage optimale (fonction du rapport rayon intérieur du tube / rayon extérieur du tube) et non minimale. La Figure 3.13 donne l'évolution de l'efficacité énergétique en fonction de la hauteur du stockage pour les deux puissances les plus élevées. Elle permet de remarquer que l'efficacité énergétique est supérieure dans le cas d'une hauteur de stockage de 20 mm par rapport aux hauteurs de 10 ou 100 mm. Une hauteur de stockage comprise entre 20 et 100 mm permet sans doute d'obtenir l'efficacité maximale. Afin de trouver cette hauteur optimale, il faut solliciter le stockage thermique avec des densités de flux très élevées supérieures à 100 kW/m². Au cours du prochain chapitre, le modèle servira d'outil pour déterminer cette géométrie optimale.

Dans la première ligne du Tableau 3.8, avec $\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$, la géométrie du stockage importe peu sur l'efficacité énergétique qui reste quasi constante entre 92 et 96%. Lorsque la densité de flux augmente (Figure 3.13 a et b), l'épaisseur du tube et la hauteur du stockage ont davantage d'importance. Si l'épaisseur du tube est inférieure à 1 mm, l'efficacité énergétique s'écroule. Cette tendance est d'autant plus accentuée que la hauteur du TES augmente.

5.2.3 Énergie sous forme de chaleur latente stockée dans le TES :

La part d'énergie latente chargée est également une valeur représentative de l'efficacité du TES. Elle est calculée de deux façons différentes :

- A partir du potentiel énergétique du TES, il s'agit d'un indicateur (en violet, Tableau 2.10) :

$$Part_{latente,indicateur} = \frac{m \times L}{Potentiel_{\text{énergétique}}} \quad (3.20)$$

- A partir du taux de fusion calculée par Comsol (en bleu, Tableau 2.10) :

$$Part_{latente} = \frac{\tau_{fusion} \times m \times L}{\varphi S_{sole} \times \tau_{carac}} \quad (3.21)$$

Part d'énergie sous forme latente dans le TES (Indicateur / Simulée)									
Densité de flux	Epaisseur tube	Hauteur stockage							
		10 mm		20 mm		100 mm		200 mm	
$\varphi = 10 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	47%	50%	48%	52%	49%	54%	47%	51%
	0,5 mm	44%	47%	46%	48%	47%	50%	44%	47%
	1,0 mm	41%	43%	42%	45%	44%	47%	44%	47%
	5,0 mm	23%	23%	24%	25%	25%	26%	25%	27%
$\varphi = 50 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	47%	51%	48%	55%	49%	33%	47%	45%
	0,5 mm	44%	48%	46%	50%	47%	53%	44%	51%
	1,0 mm	41%	44%	42%	46%	44%	48%	44%	51%
	5,0 mm	23%	24%	24%	25%	25%	27%	25%	28%
$\varphi = 100 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	47%	50%	48%	47%	49%	26%	47%	29%
	0,5 mm	44%	49%	46%	51%	47%	44%	44%	38%
	1,0 mm	41%	45%	42%	47%	44%	51%	44%	38%
	5,0 mm	23%	20%	24%	26%	25%	28%	25%	29%
$\varphi = 150 \text{ kW/m}^2$	0,1 mm	47%	43%	48%	34%	49%	23%	47%	25%
	0,5 mm	44%	44%	46%	51%	47%	32%	47%	25%
	1,0 mm	41%	40%	42%	48%	44%	42%	44%	28%
	5,0 mm	23%	17%	24%	23%	25%	28%	25%	28%

Relation 3.21

Relation 3.22

Tableau 3.9. Part d'énergie stockée sous forme latente : indicateur (violet) et simulée (bleu)

Le Tableau 3.9 regroupe les valeurs de la part d'énergie effectivement chargée sous forme latente. La proportion d'énergie latente stockée est relativement constante pour une épaisseur de tube de moins de 1 mm. Elle varie entre 50 et 40% de l'énergie totale stockée. La moitié de l'énergie est emmagasinée lors du changement d'état. Cette proportion diminue lorsque le TES est sollicité avec de forts flux de chaleur. En comparant les valeurs calculées par les deux méthodes, la proportion d'énergie latente résultant de la simulation est supérieure à proportion potentielle (indicateur) dans les cas où l'efficacité énergétique est élevée. Cela s'explique car la quantité de chaleur sensible stockée est réduite à cause du gradient thermique résiduel alors que la part de latent est entièrement consommée dans les deux cas. En revanche, si l'efficacité énergétique est plutôt faible, alors l'effet inverse se produit et la part d'énergie latente effective est inférieure au potentiel. Cela s'explique à cause d'une partie PCM qui n'a pas changé d'état.



Ce qu'il faut retenir

Etude paramétrique du modèle numérique

L'étude paramétrique met en évidence la difficulté de stocker un maximum d'énergie sous forme latente lorsque la densité de flux de chaleur est élevée et dépasse 100 kW/m^2 . Pour augmenter l'efficacité énergétique, il convient alors d'augmenter l'épaisseur de la structure métallique. Cela permet de transférer la chaleur par conduction loin de la source ou du puits de chaleur. Avec un tube d'épaisseur 1 mm et de 10 cm de hauteur, l'efficacité énergétique est supérieure à 70% avec une densité de flux élevée de 150 kW/m^2 et égale à 85% avec une densité de flux de 100 kW/m^2 .

Conclusion

Un modèle numérique du stockage thermique à chaleur latente est présenté. La conduction thermique, la convection naturelle, et la transformation du PCM de l'état solide vers liquide sont modélisées par des équations mathématiques. Ces équations sont couplées dans un logiciel de CFD pour simuler l'évolution transitoire du TES dans le cas de la charge ou de la décharge. Afin de valider le modèle, *i.e.* vérifier la conformité des équations utilisées, une simulation numérique publiée par Leland *et al.* (2003) est reproduite avec nos équations et des résultats identiques sont obtenus. A partir de ce modèle valide, le choix d'une géométrie représentant un nid d'abeilles formé de tubes est arrêté. La géométrie est une tranche d'un tube en cuivre rempli de PCM, représenté en 2D axisymétrique. A partir de cette géométrie et de critères de comparaison, une étude paramétrique est menée. Elle permet d'anticiper le comportement du TES lorsque le flux ou la géométrie de la structure métallique varient. En particulier, lorsque le TES est sollicité par des flux de chaleur élevés, l'épaisseur des tubes doit être suffisamment importante pour capter la chaleur du PCM loin de la source de chaleur. Au prochain chapitre, il est question d'utiliser ce modèle numérique comme un outil de dimensionnement d'un banc expérimental du TES à chaleur latente avec du carbonate de lithium et des tubes de cuivre

Références

- J.B. Biot, « Mémoire sur la chaleur », Bibl, Br, Sci. Arts 27 (1804) 310-329
- J.L. Boldrini, B.M.C. Caretta, E. Fernández-Cara, Analysis of a two-phase field model for the solidification of an alloy, J. Math. Anal. Appl. 357 (2009) 25–44
- P.R. Cha, D.H. Yeon, J.K. Yoon, A phase field model for isothermal solidification of multicomponent alloys, Acta Mater. 49 (2001) 3295–3307
- C. Charach, P.C. Fife, Phase field models of solidification in binary alloys: capillarity and solute trapping effects, J. Cryst. Growth 198–199 (1999) 1267–1274.
- E. Clapeyron, G. Lamé, « *Mémoire sur la solidification par refroidissement d'un globe liquide* », 1831
- P. Dolado, A. Lazaro, J. Marin, B. Zabla, Characterization of melting and solidification in a real scale PCM air heat exchanger : numerical model and experimentation validation, Energy Conversion and Management 52 (2011) 1890-1907
- Y. Dutil, D. R. Rousse, N. Ben Salah, S. Lassue, L. Salewski, "A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations", Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 112-130
- J. B. J. Fourier, "Théorie analytique de la chaleur", F. Didot, Paris, 1822
- X. Han, Y. Tian, C. Zhao, An effectiveness study of enhanced heat transfer in phase change materials, IJ of Heat and Mass Transfer 60 (2013) 459-468
- Y. Kozak, B. Abramzon, G. Ziskind, "Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM-air heat sink", Applied Thermal Engineering 59 (2013) 142-152
- J. Leland, G. Recktenwald, "Optimization of a PCM heat sink for extreme environments", Proceedings of the 19th annual IEEE semiconductor thermal measurement and management symposium (2003)
- P. Levin, A. Shitzer, G. Hetsroni, "Numerical optimization of a PCM-based heat sink with internal fins", International Journal of Heat and Mass Transfer 61 (2013) 638-645
- M. Longeon, A. Soupart, J. Fourmigué, A. Bruch, P. Marty, "Experimental and numerical study of annular PCM storage in presence of natural convection", Applied energy 112 (2013) 175-184
- S. Mahmoud, A. Tang, C. Toh, R. Dadah, S. Soo, "Experimental investigation of inserts configuration and PCM type on the thermal performance of PCM based heat sink", Applied Energy 112 (2013) 1349-1356
- M. Ohno, K. Matsuura, Quantitative phase-field modeling for two-phase solidification process involving diffusion in the solid, Acta Mater. 58 (2010) 5749–5758
- D. Pal, Y.K. Joshi, "Transient thermal management of an avionics module using solid-liquid phase change materials" In Proceedings of the ASME National Heat Transfer Conference, vol 7 of HTD vol 329, (1996) 145-155
- G. Vidalain, L. Gosselin, M. Lacroix, "An enhanced thermal conduction model for the prediction of convection dominated solid-liquid phase change", Int Jour of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 1753-1760
- V. Voller, "An enthalpy method for modeling dendritic growth in a binary alloy", IJHMT 51 (2008) 823-834
- X.Q. Wang, C. Yap, A.S. Mujumdar, "A parametric study of phase change material (PCM)-based heat sinks", Int Jour of Thermal Sciences 47 (2008) 1055-1068

Chapitre 4 : Approche expérimentale du stockage à chaleur latente

Sommaire :

1	Première approche expérimentale du stockage à chaleur latente	97
1.1	Dimensionnement du banc expérimental de première approche.....	97
1.1.1	Conception du banc expérimental.....	97
1.1.2	Cellule d'étude : compartiment et ailette plate	98
1.1.3	Fonctionnement du banc expérimental	99
1.1.3.1	Isolation thermique	100
1.1.3.2	Dispositif de chauffage et de refroidissement	100
1.1.3.3	Instrumentation par thermocouples	100
1.1.4	Protocole d'exploitation	101
1.1.4.1	Utilisation à basse température [20 – 90°C]	101
1.1.4.2	Expériences à basse température	101
1.1.4.3	Utilisation à haute température [600 – 800°C]	102
1.1.4.4	Expériences à haute température	102
1.2	Résultats expérimentaux à basse température (paraffine 53°C)	103
1.2.1	Charge thermique de l'unité de stockage (fusion du PCM).....	103
1.2.1.1	Suivi photographique	103
1.2.1.2	Convection naturelle de la paraffine	103
1.2.1.3	Température de la sole.....	104
1.2.1.4	Flux de chaleur de la charge, pertes thermiques	105
1.2.1.5	Bilan d'énergie.....	106
1.2.1.6	Mesures de la température à différentes hauteurs lors de la charge.....	107
1.2.2	Décharge thermique de l'unité de stockage (solidification du PCM)	109
1.2.2.1	Suivi photographique	109
1.2.2.2	Bilan d'énergie et flux de chaleur de la décharge	110
1.2.2.3	Mesures de la température à différentes hauteurs lors de la décharge.....	111
1.3	Résultats expérimentaux à haute température	114
2	Conception du stockage thermique à haute température	115
2.1	Conception du banc d'essai.....	115
2.1.1	Passage d'une structure hexagonale à tubulaire du nid d'abeilles	115
2.1.2	Taux de PCM dans le motif élémentaire du TES.....	116
2.1.3	Taux de PCM dans le banc d'essai	117
2.2	Efficacité énergétique du TES en restitution de chaleur	118
2.2.1	Durée caractéristique de décharge	119
2.2.2	Taux de solidification du PCM à la fin de la décharge	120

2.2.3	Efficacité énergétique de décharge	121
2.3	Fonctionnement du banc d'essai	123
2.3.1	Isolation thermique	123
2.3.2	Dispositif de chauffage électrique	123
2.3.3	Système de refroidissement par circulation d'air.....	124
2.3.4	Dimensions finales du banc d'essai et vocabulaire	124
2.3.5	Instrumentation : température et débit d'air.....	125
2.4	Protocole d'exploitation du banc d'essai	126
3	Résultats expérimentaux du banc d'essai à structure en nid d'abeilles	128
3.1	Analyse thermique en régime permanent	128
3.1.1	Expériences retenues.....	128
3.1.2	Mesure des pertes thermiques.....	128
3.1.3	Effets de bord sur la cellule d'étude et le motif élémentaire.....	129
3.2	Analyse thermique en régime transitoire	130
3.2.1	Expériences retenues.....	130
3.2.2	Chauffage du banc d'essai (expérience 22)	130
3.2.2.1	Evolution de la température lors de la charge	130
3.2.2.2	Densité de flux de chaleur et bilan d'énergie lors de la charge	134
3.2.3	Refroidissement du banc d'essai (expérience 29)	137
3.2.3.1	Vue d'ensemble de la décharge thermique	137
3.2.3.2	Température de l'air dans les conduits	138
3.2.3.3	Température de la sole et de l'interface sole/TES	139
3.2.3.4	Température dans le matériau à changement de phase	140
3.2.3.5	Température du tube de cuivre, effet d'ailette.....	141
3.2.3.6	Température au niveau du couvercle.....	143
3.2.3.7	Calcul du flux de refroidissement, bilan sur l'air	144
3.2.3.8	Bilan d'énergie déchargée dans le motif élémentaire	146

Introduction

La science consiste à expliquer un phénomène par une expérience reproductible et visible par tous. C'est dans cette optique que ce chapitre aborde d'un point de vue expérimental le stockage thermique de protection d'un module absorbeur. L'intérêt d'utiliser des matériaux à changement de phase (PCM) pour le stockage de la chaleur est démontré. La chaleur latente du changement d'état est énergétiquement beaucoup plus dense qu'un stockage n'utilisant que la chaleur sensible. Pour être efficace, le TES est doté d'une structure métallique interne qui améliore les transferts de chaleur. Cette structure se présente sous la forme d'ailettes plates ou d'un nid d'abeilles. Pour accroître nos connaissances sur le stockage à chaleur latente et à haute température, nous étudions une première approche avec un banc expérimental fonctionnant à basse température et à haute température. Ce banc fait l'objet du §1. Le banc expérimental de première approche est conçu avec des ailettes plates. Son dimensionnement est présenté ainsi que les résultats en chauffe et en refroidissement à basse température avec de la paraffine en guise de PCM. Ce banc expérimental est testé à haute température avec le carbonate de lithium comme PCM. Certains phénomènes ont entraîné la rupture des soudures des ailettes du banc expérimental. Toute l'expérience acquise avec cette première approche pratique est prise en compte dans la conception d'un deuxième banc d'essai qui fait l'objet de la seconde partie. Un motif élémentaire est conçu sur la base d'une structure en nid d'abeilles. Son caractère élémentaire le rend reproductible plusieurs fois sur une surface d'échange telle que celle située à l'arrière du module absorbeur. Le banc d'essai ne fonctionne qu'à haute température avec le carbonate de lithium comme PCM. Le §3 est consacré aux résultats expérimentaux obtenus avec le banc d'essai. Le comportement de la cellule d'étude est analysé en régime permanent et en régime transitoire (charge et décharge). Le régime permanent permet de caractériser les effets de bords et les pertes thermiques. Un bilan énergétique est dressé afin de vérifier la quantité d'énergie chargée et déchargée par cellule élémentaire. La densité de flux de la charge et de la décharge est calculée dans l'objectif de servir de condition limite à un modèle numérique.



Rappel : Dans ce chapitre, le terme « **banc expérimental** » fait référence au premier banc d'essai construit, le terme « **banc d'essai** » fait référence au second.

1 Première approche expérimentale du stockage à chaleur latente

Cette partie traite de la conception et de l'analyse du banc expérimental de première approche pour le stockage à chaleur latente dans l'objectif d'accroître nos connaissances. Ce banc expérimental est doté d'une structure métallique à ailettes plates. Le §1.1 concerne la conception du banc. Le §1.2 présente l'analyse des résultats expérimentaux obtenus à basses températures avec de la paraffine (fusion à 53°C) en guise de PCM. Le §1.3 expose les tests effectués à hautes températures avec le carbonate de lithium (fusion à 723°C).

1.1 Dimensionnement du banc expérimental de première approche

Le dimensionnement du banc expérimental de première approche est présenté assez succinctement. L'objectif principal du banc est d'approfondir nos connaissances sur le stockage à chaleur latente avec une structure métalliques à ailettes plates. Le comportement d'une cellule élémentaire est étudié. Autour de la cellule d'étude s'articulent des éléments permettant de chauffer, de refroidir, ou de l'isoler thermiquement. Pour cette première approche, il est décidé de faire fonctionner le banc expérimental avec deux matériaux de stockage : la paraffine et le carbonate de lithium.

- La paraffine, qui fond à 53°C, est utilisée pour un stockage de chaleur entre 20 et 90°C. L'intérêt de travailler avec cette gamme de températures est la possibilité de visualiser la fusion et la solidification de la paraffine à travers des parois transparentes en Plexiglas. Cela est possible car la paraffine solide est opaque tandis qu'elle est transparente à l'état liquide.
- Le carbonate de lithium (Li_2CO_3) fond à 723°C et, dans notre application, stocke la chaleur entre 600 et 800°C. Le Li_2CO_3 est le PCM sélectionné pour stocker la chaleur au niveau des modules les plus chauds de l'absorbeur solaire Mini-Pégase.

1.1.1 Conception du banc expérimental

Le stockage thermique (TES) de protection se place directement sur la face arrière d'un module absorbeur afin de favoriser le transfert de la chaleur. En fonctionnement, le TES est alternativement chauffé par l'absorbeur chaud sous ensoleillement, puis refroidi par l'air traversant l'absorbeur lorsque l'apport solaire est nul. En d'autres termes, si le flux est entrant, le TES se charge thermiquement et le PCM fond. Si le flux est sortant, le TES se décharge thermiquement et le PCM se solidifie. Le principe de fonctionnement est schématisé sur la Figure 4.1.

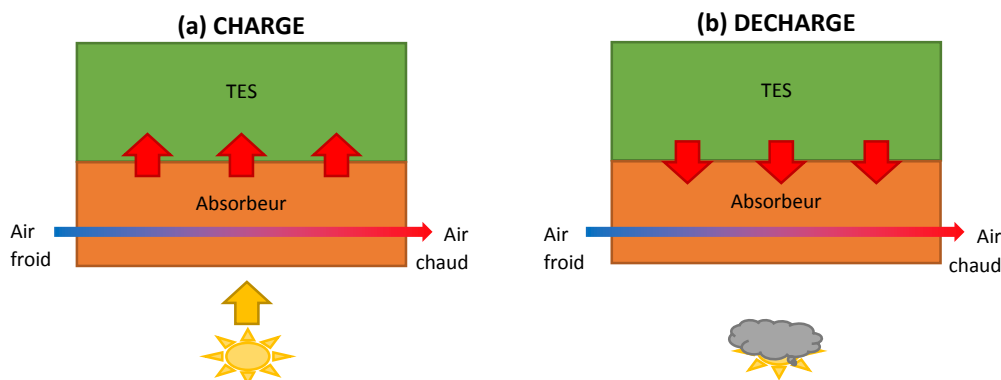


Figure 4.1. Schéma de principe de fonctionnement du banc expérimental (a) en accumulation de chaleur et (b) en restitution de chaleur

En situation d'exploitation réelle, le TES est incliné de 30° par rapport à l'horizontale comme les modules absorbeurs. Pour simplifier l'étude expérimentale, le banc est placé sur une surface horizontale. En mode de charge, l'absorbeur est simulé par une source auxiliaire de chaleur (d'origine

électrique). En mode de décharge il s'agit d'un puits de chaleur. L'extraction de la chaleur est réalisée par la circulation d'un fluide froid (eau ou air) à travers la sole. Le banc expérimental est à l'échelle du laboratoire : cela signifie qu'une cellule élémentaire, représentative du TES, est étudiée.

1.1.2 Cellule d'étude : compartiment et ailette plate

La cellule d'étude correspond à un compartiment de PCM bordé par une ailette plate. Il s'agit d'un motif élémentaire répétable autant de fois que nécessaire le long d'une surface d'échange. Pour pouvoir étudier ce compartiment élémentaire dans des conditions thermiques répétables, les effets de bord doivent être limités. C'est la raison pour laquelle trois compartiments de PCM et quatre ailettes au minimum sont nécessaires (Figure 4.2). Le demi-compartiment de PCM du milieu est bordé par une demi-aillette métallique. Ces deux éléments représentent la cellule d'étude (encadrée en pointillés rouges). Les deux compartiments extérieurs, en contact avec l'isolant thermique, font office de zone tampon et protègent la cellule d'étude contre les effets de bords (dispersion de la chaleur et pertes thermiques).

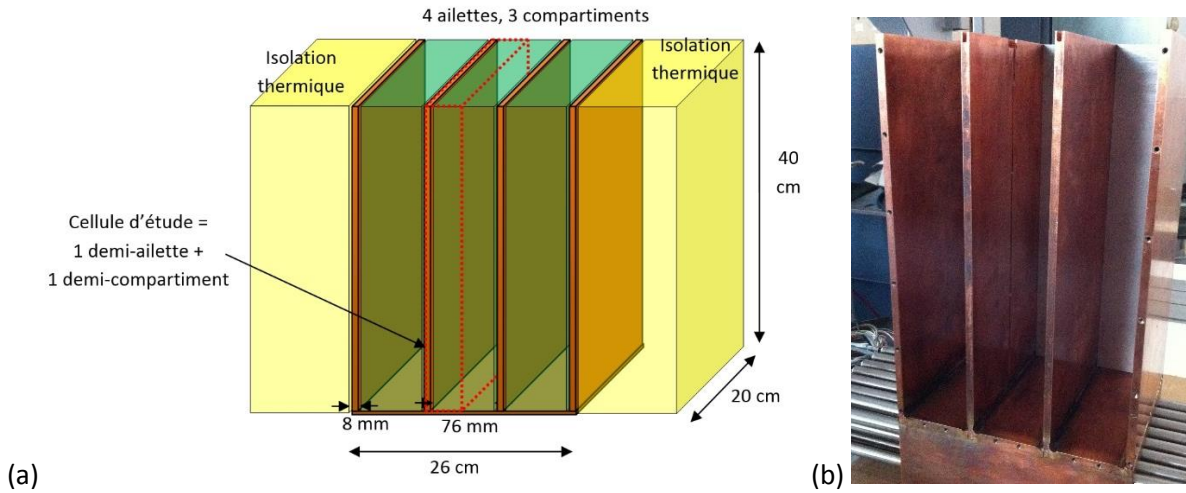


Figure 4.2. Dimensions du banc et de la cellule d'étude, (a) schéma et (b) photo du cœur du banc

L'épaisseur des ailettes est de 8 mm. Le taux massique de PCM (sur la base du carbonate de lithium) est fixé à 70%. Cette valeur permet de privilégier la capacité de stockage dans le PCM plutôt que dans le cuivre. Cette proportion massique conduit à une largeur des compartiments de PCM de 76 mm (relation 4.1).

$$\tau_{mass,PCM} = \frac{m_{PCM}}{m_{PCM} + m_{Cu}} = \frac{\rho_{PCM} \times l_{PCM} \times H_{TES}}{(\rho_{PCM} \times l_{PCM} + \rho_{Cu} \times l_{Cu}) \times H_{TES}} \quad (4.1)$$

Avec τ le taux massique, ρ la masse volumique (kg/m^3) et l la largeur (m) du compartiment ou de l'aillette. A partir de la relation 4.1, la largeur du compartiment en fonction du taux est exprimée :

$$l_{PCM} = l_{Cu} \frac{\rho_{Cu}}{\rho_{PCM}} \frac{\tau_{mass,PCM}}{1 - \tau_{mass,PCM}} \quad (4.2)$$

$$l_{PCM} = 0,008 * \frac{8900}{2110} * \frac{0,7}{1 - 0,7}$$

$$l_{PCM} \approx 76 \text{ mm}$$

La profondeur du banc est fixée à 200 mm, cette dimension correspond à la largeur d'un module absorbeur. La hauteur du TES est directement liée à la quantité d'énergie stockée. La protection d'un

module absorbeur nécessite 5 MJ d'énergie (chapitre 2, §1). Pour calculer la hauteur du stockage, le potentiel énergétique du stockage thermique par unité de hauteur est exprimé par la relation (4.3) :

$$\begin{aligned} \text{Potentiel}_{\text{énergétique, TES}} &= \left(\rho_{\text{sol}} C_{p_{\text{sol}}} \Delta T_{\text{sol}} + \frac{\rho_{\text{sol}} + \rho_{\text{liq}}}{2} L + \rho_{\text{liq}} C_{p_{\text{liq}}} \Delta T_{\text{liq}} \right) * S_{\text{PCM}} \\ &+ \rho_{\text{Cu}} C_{p_{\text{Cu}}} \Delta T S_{\text{Cu}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Ce potentiel prend en compte la chaleur stockée sous forme sensible par élévation de température du cuivre et du PCM (solide et liquide) ainsi que la chaleur stockée lors du changement d'état du PCM. Les valeurs de potentiel énergétique du TES par unité de hauteur dans le cas de la paraffine (cf Tableau 2.4) et du carbonate de lithium (cf Tableau 2.10) sont respectivement :

$$\text{Potentiel}_{\text{énergétique, TES paraffine}} = 14 \text{ MJ/m}$$

$$\text{Potentiel}_{\text{énergétique, TES Li}_2\text{CO}_3} = 102 \text{ MJ/m}$$

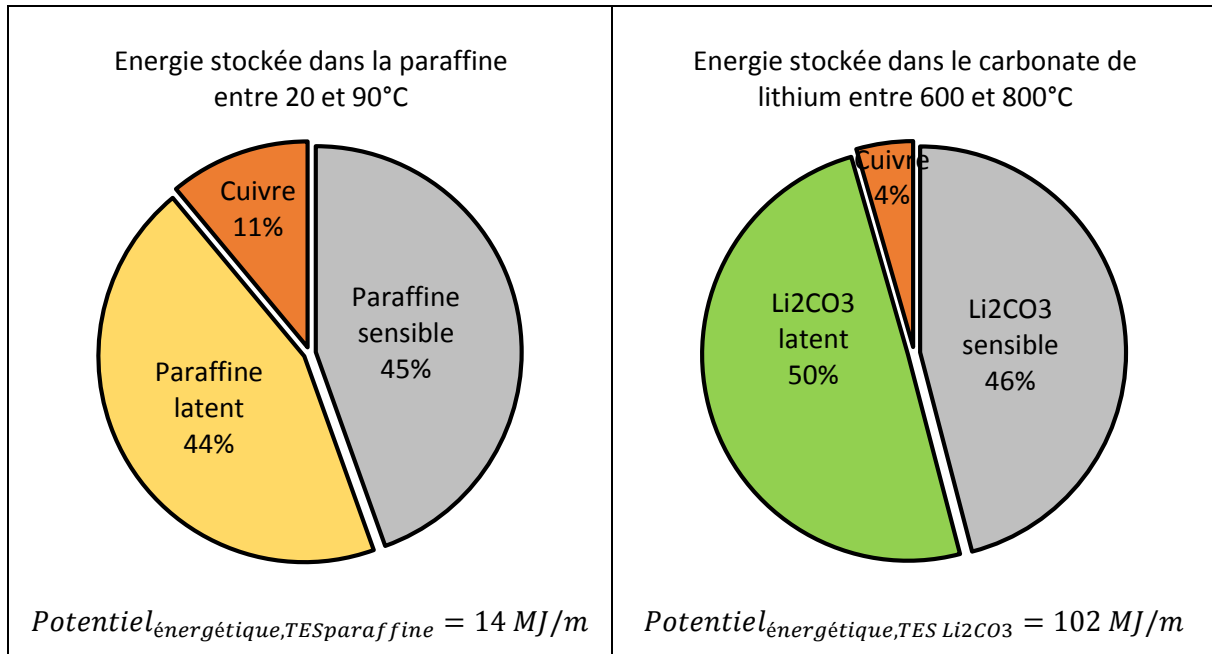


Figure 4.3. Potentiel énergétique et répartition de l'énergie stockée dans le TES selon le PCM

La Figure 4.3 montre que l'énergie est principalement stockée dans le PCM, 89% dans le cas de la paraffine et 96% dans le cas du carbonate de lithium. Cet écart est dû à la chaleur latente très élevée du carbonate de lithium. Compte tenu de la gamme de température plus importante pour le stockage à haute température, le potentiel énergétique dans le cas du carbonate de lithium est supérieur. Pour stocker 5 MJ, la hauteur du TES nécessaire est de 5 cm dans le cas du carbonate de lithium et de 40 cm dans le cas de la paraffine. Le TES est donc fabriqué avec une hauteur de 40 cm afin d'être expérimenté avec la paraffine.

1.1.3 Fonctionnement du banc expérimental

L'objectif est de dimensionner le dispositif de chauffe et de refroidissement contenus dans la sole, placé sous la cellule d'étude. L'isolation thermique est étudiée au préalable car elle conditionne les pertes thermiques et par conséquent la puissance nécessaire pour charger et décharger le TES. En fonctionnement, des thermocouples permettent de suivre l'évolution des températures.

1.1.3.1 Isolation thermique

L'isolant thermique sélectionné est le Superwool 600 HT. Une épaisseur de 20 cm est installée tout autour du banc expérimental. En considérant une température du banc de 800°C, la surface de l'isolant à l'extérieur, en échange convectif avec l'ambiant, est à une température inférieure à 50°C. Les pertes thermiques sont de l'ordre de 1100 W.

1.1.3.2 Dispositif de chauffage et de refroidissement

Le dispositif de chauffage est placé sous le TES (à la place de l'absorbeur, voir Figure 4.1). Les objectifs de ce dispositif sont de :

- Transférer la chaleur par conduction au TES ;
- Générer une densité de flux comparable à celle subie par un module absorbeur solaire ;
- Charger thermiquement le TES avec une durée raisonnable.

Dans les conditions représentatives d'un module absorbeur, l'ordre de grandeur de la densité de flux attendue est 100 kW/m² (charge ou décharge). Etendue à la surface d'échange du TES, cette densité de flux conduit à une puissance de l'ordre de 6 kW. La puissance de chauffage installée dans la sole est doublée, soit 12 kW. Ainsi les pertes thermiques sont largement compensées. Le dispositif de chauffage est composé de cartouches électriques (24 x 500 W) noyées dans la masse de cuivre de la sole. La sole chauffe le banc soit en suivant une rampe de température, soit en maintenant une température ou bien une puissance de consigne constante. Les 24 cartouches chauffantes sont réparties sur trois rangées et placées en quinconce comme le montre la Figure 4.4.

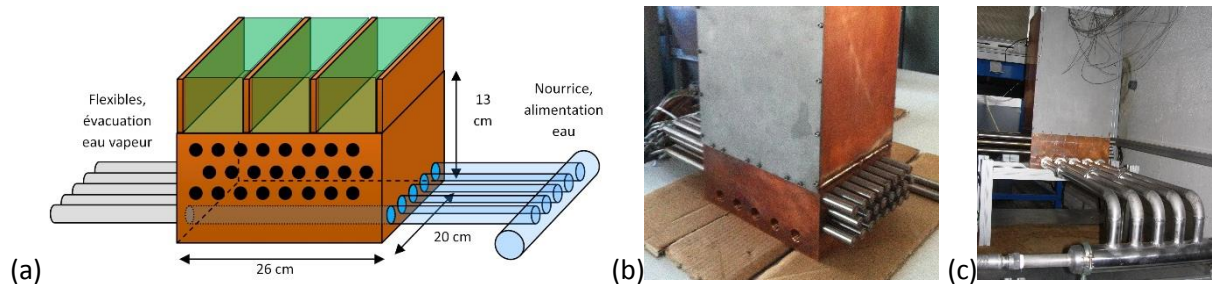


Figure 4.4. (a) schéma d'ensemble de la sole, (b) dispositif de chauffage (cartouches), (c) système de refroidissement (circulation d'eau)

Le système de refroidissement est composé de 5 conduits rectilignes de 16 mm de diamètre, percés dans la sole de cuivre (Figure 4.4 c). Une nourrice permet de distribuer l'eau dans les 5 conduits, afin de refroidir d'abord la sole de cuivre, puis le TES par conduction.

1.1.3.3 Instrumentation par thermocouples

L'instrumentation de la cellule d'étude est réalisée avec des thermocouples de type K (classe 2) gainés en inconel. Ils mesurent des températures jusqu'à 1370°C. Leur incertitude de mesure est donnée par la norme NF EN 60584-2 :

$$\begin{cases} \text{de } 0 \text{ à } 333^{\circ}\text{C} & \theta(^{\circ}\text{C}) = \text{Mesure} \pm 2,5^{\circ}\text{C} \\ \text{de } 333 \text{ à } 1200^{\circ}\text{C} & \theta(^{\circ}\text{C}) = \text{Mesure} \pm 0,0075 \times \text{Mesure} \end{cases}$$

Les points de mesure sont répartis dans la cellule d'étude pour connaître la distribution de la température. Les thermocouples sont installés dans le plan médian du TES, loin des effets de bord des parois en Plexiglas. Les thermocouples (TC) sont répartis en 4 hauteurs de la sole, et selon 4 distances de l'aillette. La Figure 4.5 illustre la position exacte et la nomenclature utilisée pour repérer les thermocouples.

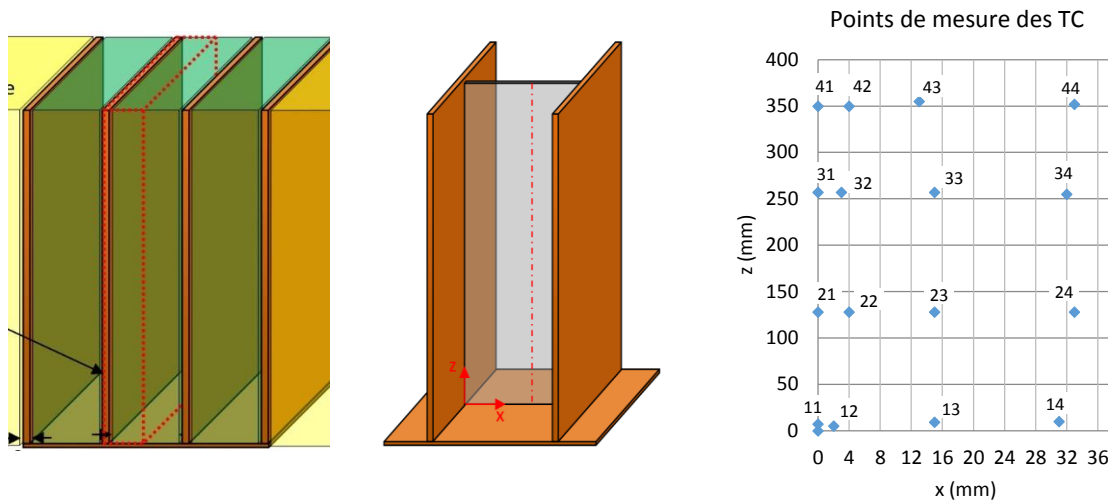


Figure 4.5. Nomenclature des thermocouples placés dans la cellule d'étude

D'autres thermocouples mesurent la température de l'isolant pour estimer les pertes thermiques. La puissance de refroidissement est évaluée à partir de la mesure des températures d'entrée et de sortie de l'eau et de son débit massique. La puissance de chauffage est pilotée dans une armoire électrique.

1.1.4 Protocole d'exploitation

L'utilisation du banc expérimental se réalise en plusieurs étapes. D'abord à basse température avec la paraffine puis à haute température avec le carbonate de lithium.

1.1.4.1 Utilisation à basse température [20 – 90°C]

L'expérimentation à basse température correspond au stockage de l'énergie thermique dans la paraffine entre 20 et 90°C. Le changement d'état est observé par un dispositif photographique. Le banc est isolé thermiquement sur le haut et sur les ailettes extérieures par une couche de 5 cm d'isolant (suffisante compte tenu du niveau peu élevé de la température). Le Plexiglas de 1 cm d'épaisseur joue également un rôle d'isolant thermique. Les compartiments de PCM sont remplis avec 37 cm de PCM en phase liquide. La masse de paraffine n'est pas directement mesurée, mais la hauteur de liquide dans l'unité de stockage permet de calculer cette masse :

$$m_{paraffine} = 3 \times \rho_{paraffine,liquide} \times V_{compartiment} \quad (4.4)$$

$$m_{paraffine} = 3 \times 790 \times 0,076 \times 0,2 \times 0,37$$

$$m_{paraffine} = 13,3 \text{ kg}$$

1.1.4.2 Expériences à basse température

Pour stocker l'énergie thermique dans la cellule d'étude, une densité de flux est imposée. Pour se placer dans des conditions expérimentales reproductibles en simulation, la chauffe est lancée après une longue période de repos de le TES (régime permanent). La distribution de température dans le TES est alors quasi uniforme. Lorsque la chauffe est lancée, l'acquisition des températures démarre également ainsi que le suivi photographique. A la fin d'une charge du TES, la température « haute » du banc d'essai est maintenue avec une puissance électrique injectée égale aux pertes thermiques (atteinte d'un régime permanent). La décharge du TES débute en arrêtant le dispositif de chauffage et en ouvrant le circuit de refroidissement du banc d'essai. Le suivi photographique est enclenché. La sole

devient alors un puits de chaleur. La température dans le TES et le débit massique sont mesurés. Après chaque cycle, l'état du banc est vérifié afin de détecter d'éventuelles fuites de PCM liquide.

1.1.4.3 Utilisation à haute température [600 – 800°C]

Pour les essais à haute température, le banc d'essai est nettoyé de la paraffine qu'il contient. Les parois en Plexiglas sont remplacées par des parois en inox, et les joints en Viton (caoutchouc) sont remplacés par des joints en graphite blindés d'inox. Le banc est alors recouvert de tous côtés par 20 cm d'isolant.

1.1.4.4 Expériences à haute température

De la même façon que précédemment, l'exploitation du banc expérimental consiste à charger le TES à puissance constante en mesurant la puissance et la température, puis à décharger le TES à débit massique d'eau constant.

1.2 Résultats expérimentaux à basse température (paraffine 53°C)

Dans ce paragraphe, les résultats en charge et en décharge (Annexe 5) sont analysés dans l'objectif de comprendre comment se comporte la paraffine en fusion et en solidification.

1.2.1 Charge thermique de l'unité de stockage (fusion du PCM)

Pour l'étude de la charge thermique, l'expérience n°130627-141826 est retenue. Une puissance électrique constante de 1200 W est injectée dans le banc pendant 9000 secondes (2,5 heures).

1.2.1.1 Suivi photographique

La Figure 4.6 montre l'évolution caractéristique du front de fusion de la paraffine au cours de la charge.

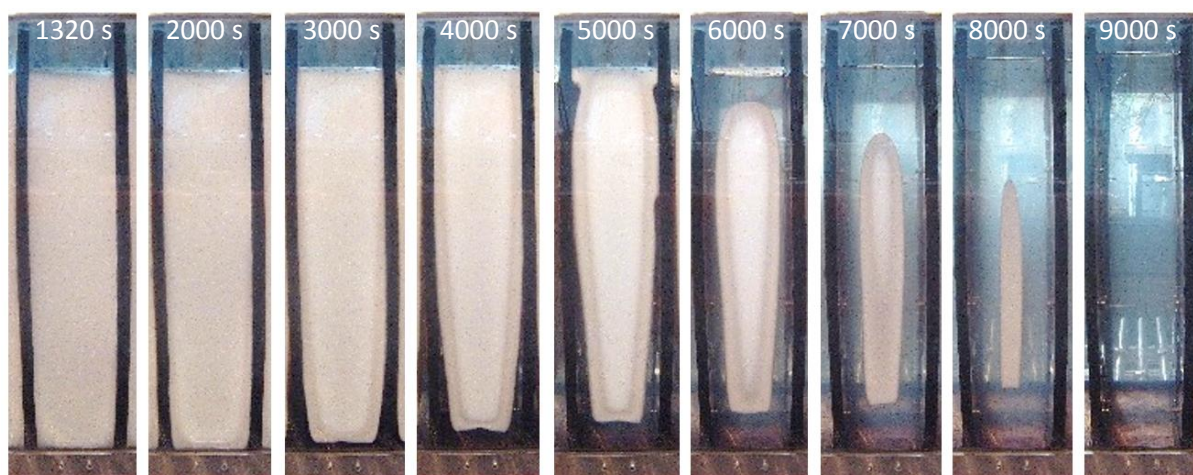


Figure 4.6. Photos du front de fusion de la paraffine, charge

La paraffine passe de l'état solide (blanc opaque) à l'état liquide (transparent). La première photo est prise 1320 s après le début de la chauffe, les photos suivantes sont prises de 2000 à 9000 s, au pas de 1000 s. L'évolution du front de fusion de la paraffine est nettement visible dans le compartiment central du TES. La fusion commence à partir de 2000 s par le bas, là où le flux de chaleur est injecté. Rapidement ensuite, la fusion commence le long des ailettes en atteignant progressivement le haut du compartiment au bout de 5000 s. A cet instant, l'influence des mouvements convectifs se distingue puisque le front de fusion est déformé sur la partie haute du « glaçon » de paraffine (solide). La fusion se termine entre 8000 et 9000 s alors que la paraffine solide est accrochée (collée) au Plexiglas encore froid par rapport aux ailettes et à la sole en cuivre. La forme du front de fusion est caractéristique de la convection naturelle. Effectivement, sans mouvement convectif, la paraffine fondrait de bas en haut et le dernier volume de solide à fondre serait situé en haut du compartiment et non au milieu.

Il faut donc retenir que le front de fusion de la paraffine suit globalement la forme du compartiment. Une sorte de rectangle qui devient de plus en plus petit. Le front de fusion est déformé par les mouvements du PCM liquide qui transportent la chaleur de bas en haut.

1.2.1.2 Convection naturelle de la paraffine

Au cours de la charge, alors que les ailettes sont plus chaudes que le PCM, des mouvements de paraffine liquide sont observés. Les effluves observés vont dans le sens montant le long des ailettes chaudes, et dans le sens descendant le long du front de fusion. La cellule de convection est dessinée sur la Figure 4.7. Ce mouvement du PCM liquide est caractéristique d'une cellule de convection.

Un deuxième indicateur de la présence de la convection naturelle est la fusion de la paraffine sur la partie haute alors qu'aucun apport de chaleur hormis l'ailette n'est présent. La chaleur est en effet apportée par le liquide circulant. Il a accumulé sa chaleur depuis la sole et le long des ailettes. Le liquide échange sa chaleur avec le solide froid en haut des compartiments. Fallait-il s'attendre à observer la convection naturelle ? Le calcul du nombre de Rayleigh permet de répondre.

$$Ra = \frac{\alpha \rho g (T_{paroi} - T_{\infty}) R^3}{\mu k / (\rho C_p)} \quad (4.5)$$

$$Ra = \frac{0,001 * 790 * 9,81 * (90 - 53) * 0,038^3}{0,001 * 0,18 / (790 * 2600)}$$

$Ra = 180.10^6 > Ra_{crit}$

Le nombre de Rayleigh obtenu est supérieur au Ra critique (Pal et Joshi 1996). Il est donc normal d'observer des mouvements de convection naturelle dans l'unité de stockage.



Figure 4.7. Cellule de convection naturelle dans la paraffine liquide, charge

1.2.1.3 Température de la sole

La température de la sole est mesurée par les thermocouples (TC) placés dans les cartouches chauffantes. Seuls quelques-uns (2 thermocouples par rangée) sont reliés à l'appareil d'acquisition. L'évolution des températures dans la sole est présentée sur la Figure 4.8. Compte tenu des erreurs de mesure ($\pm 2,5^{\circ}\text{C}$), tous les thermocouples mesurent la même température. La Figure 4.8 montre que la température dans la sole est uniforme, grâce à la conductivité thermique élevée du cuivre. Le flux de chaleur imposé fait croître la température de la sole. Cette croissance n'est pas linéaire à cause des pertes thermiques sur les parois latérales de la sole (non isolées thermiquement). Le changement

d'état du PCM absorbe une grande quantité de chaleur à partir de 3600 s, ce qui a pour conséquence une stabilisation de la température de la sole vers 95°C.

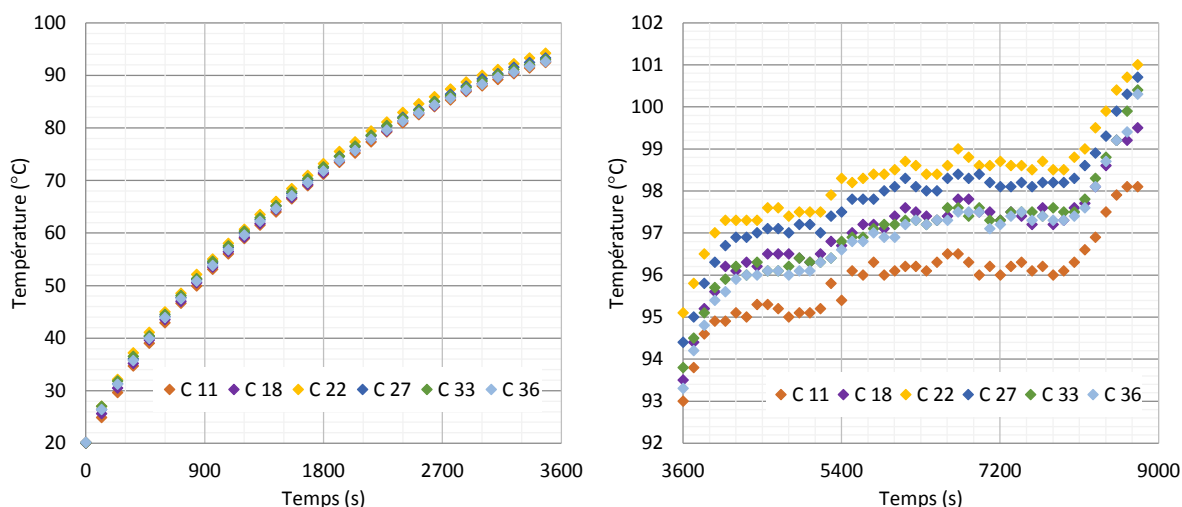


Figure 4.8. Mesure de la température de la sole, dans les cartouches chauffantes, charge

Par la suite, une unique température est affectée à la sole. Elle est calculée à chaque instant comme la moyenne des températures mesurées dans la sole.

1.2.1.4 Flux de chaleur de la charge, pertes thermiques

Dans l'objectif de modéliser le comportement du banc expérimental, la densité de flux de chaleur de la charge doit être déterminée. Les pertes thermiques n'ont pas été mesurées expérimentalement. Elles sont estimées en considérant les surfaces en échange convectif avec l'ambient (rayonnement négligeable):

- Les faces latérales de la sole qui n'ont pas été isolées ;
- Les parois en Plexiglas couvrant les ailettes ;
- Les faces du TES (de part et d'autre des ailettes et au-dessus du TES) isolées avec 5 cm d'isolant.

La sole n'étant pas isolée thermiquement, les pertes thermiques sont essentiellement localisées au niveau de celle-ci. La surface d'échange de la sole avec l'ambient vaut :

$$S_{\text{échange}} = 2 \times 0,13 \times 0,2 + 2 \times 0,13 \times 0,26 = 0,12 \text{ m}^2$$

Avec un coefficient de convection arbitraire de 10 W/m².K, une température ambiante de 20°C et une émissivité du cuivre poli de 0,05, les pertes thermiques sont calculées :

$$Pertes_{thq} = h_{\text{conv libre}} S_{\text{éch}} (T_{\text{paroi}} - T_{\text{amb}}) \quad (4.6)$$

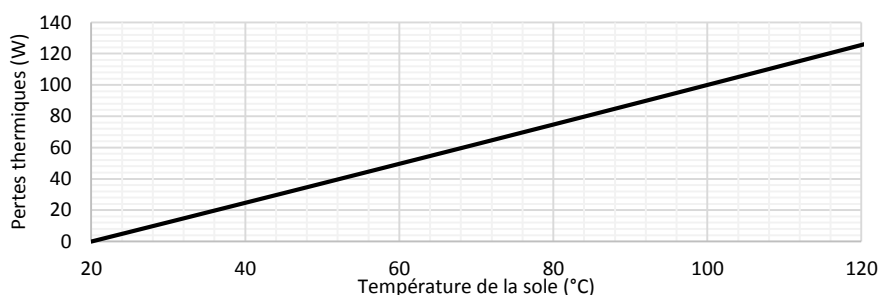


Figure 4.9. Pertes thermiques estimées de la sole en fonction de sa température

Les pertes augmentent linéairement car elles ne dépendent que de la température de la sole. Par rapport à la puissance électrique injectée dans le banc, 1200 W, les pertes thermiques sur la sole comptent pour moins de 10%. La densité de flux qui reste est dirigée d'une part vers l'unité de stockage mais également vers l'isolant situé sous la sole. Les conductivités thermiques de la paraffine et de l'isolant étant sensiblement identiques (0,1 W/(m.K)), il est supposé que la densité de flux est équitablement répartie (50% chacun). La densité de flux dirigée vers le TES est ainsi calculée :

$$\varphi_{charge\ TES} = 50\% \times \frac{P_{elec} - Pertes_{thq}}{Section_{TES}} \quad (4.7)$$

$$\varphi_{charge\ TES} = 50\% \times (1200 - 120)/(0,26 \times 0,2)$$

$$\varphi_{charge\ TES} = 10,5\text{ kW/m}^2$$

Sans perte thermique, la relation 4.7 donne une densité de flux de 11,5 kW/m². Pour simuler le comportement de la charge, la densité de flux sera considérée constante et égale à 10,5 kW/m².

1.2.1.5 Bilan d'énergie

L'énergie accumulée lors de la charge est calculée de deux façons, à partir du flux et à partir d'un bilan enthalpique, afin de vérifier le bon ordre de grandeur.

- Premièrement, par l'intermédiaire de la densité de flux traversant le TES. Le calcul intégral donne un ordre de grandeur de l'énergie accumulée par l'unité de stockage :

$$E_{accumulée} = \int_0^{9000} \varphi_{TES}(t) dt \times Section_{TES} \quad (4.8)$$

$$E_{accumulée} = 10,5 \cdot 10^3 \times (0,26 \times 0,2) \times 9000$$

$$E_{accumulée, \text{ à partir du flux }} = 5\text{ MJ}$$

- Deuxièmement, à partir d'un bilan enthalpique avec l'élévation de la température de la paraffine et du cuivre dans le TES :

$$E_{accumulée} = m_{PCM} [Cp_{sol}(T_m - T_{init}) + L + Cp_{liq}(T_{fin} - T_m)]_{PCM} + m_{Cu} Cp_{Cu}(T_{fin} - T_{init})_{Cu} \quad (4.9)$$

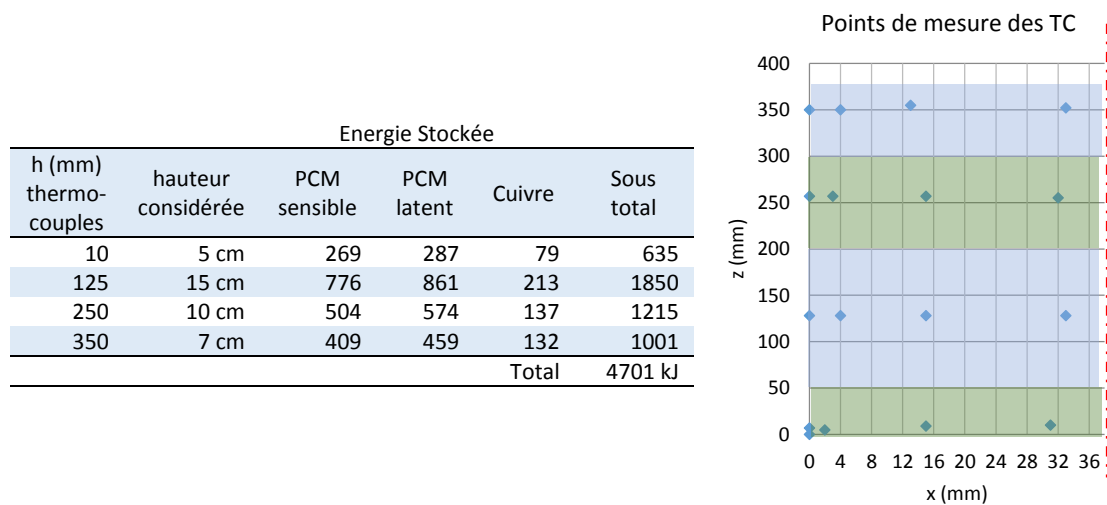


Figure 4.10. Discretisation effectuée pour le calcul de l'énergie accumulée, charge

Pour être plus précis et ne pas affecter une unique température au cuivre et au PCM, le calcul (relation 4.9) est discrétisé en plusieurs niveaux de hauteur dans le TES. En effet, la température diminue avec

la hauteur. A chaque hauteur de thermocouples correspond une fraction de la masse totale du PCM et une température moyenne initiale et finale (Figure 4.10).

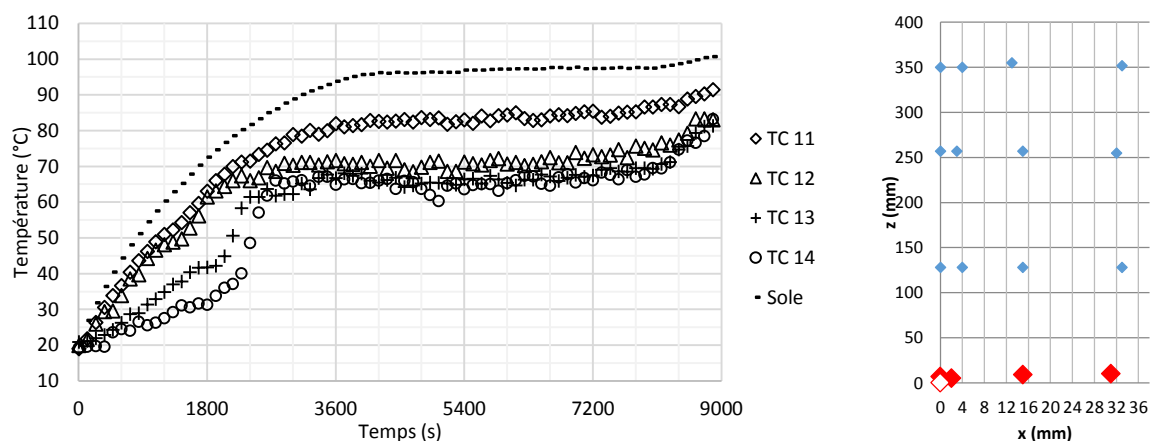
$$E_{\text{chargée, à partir du bilan enthalpique}} = 4,7 \text{ MJ}$$

L'ordre de grandeur de l'énergie accumulée est identique, 5 et 4,7 MJ, et correspond au point de dimensionnement. Cela signifie que l'estimation du flux de chaleur traversant le TES est cohérente.

1.2.1.6 Mesures de la température à différentes hauteurs lors de la charge

L'évolution de la température dans le PCM est présentée à plusieurs hauteurs sur les Figure 4.11, Figure 4.12, et Figure 4.13. A chaque fois, la température au niveau de l'interface sole/TES est tracée (thermocouple nommé « Sole »). La Figure 4.14 illustre l'influence de la convection naturelle.

La Figure 4.11 donne l'évolution de la température proche de la sole. De façon logique, la température est plus élevée à proximité de la sole et des ailettes qu'au milieu du compartiment de PCM. Le transfert de chaleur est observable à proximité de la sole avec un écart de température entre TC11 et TC12 d'environ 15°C alors que seulement 2 mm séparent les thermocouples. Cet écart de température se réduit avec la hauteur de l'ailette. Les mesures ne permettent pas de distinguer un palier de changement d'état à 53°C (température de fusion théorique de la paraffine). Tant que la fusion est en cours, il s'agit plutôt d'une stabilisation de la température moyenne du TES autour de 70 – 80°C. La température de la sole se stabilise autour de 95°C.



La Figure 4.12 donne l'évolution de la température à une distance de 125 mm de la sole. L'écart de température entre TC21 et TC 22 est faible. L'ailette transfère peu de chaleur au PCM à 125 mm de hauteur. C'est à cette hauteur que la température tarde le plus à augmenter. Il s'agit de la dernière zone où le solide fond comme le montraient les photos de la Figure 4.6. Le palier de température se situe toujours dans la gamme 70 – 80°C.

A 250 mm de hauteur (Figure 4.13), l'écart de température entre TC31 et TC32 est quasi nul ce qui signifie que l'ailette transmet très peu de chaleur au PCM. Le thermocouple TC34 mesure un palier de température inférieur vers 50°C. Il peut s'agir d'un mélange entre paraffine liquide et paraffine solide. En effet, lorsqu'une solidification a eu lieu avant la fusion, un trou se forme à cet endroit (retrait de la paraffine). Lorsque la fusion commence, ce trou forme une « piscine » de PCM liquide entouré de solide. D'où la mesure d'une température intermédiaire d'équilibre.

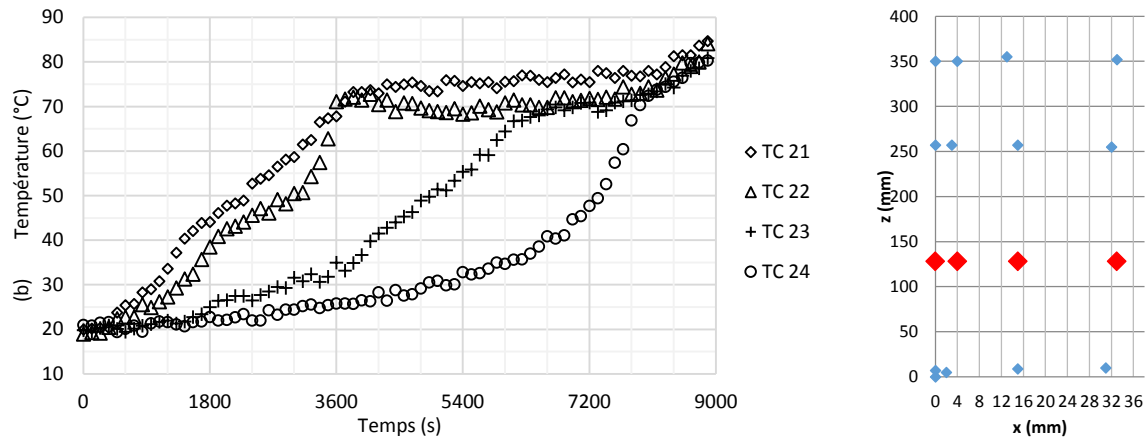


Figure 4.12. Mesure de la température à 125 mm de hauteur, charge

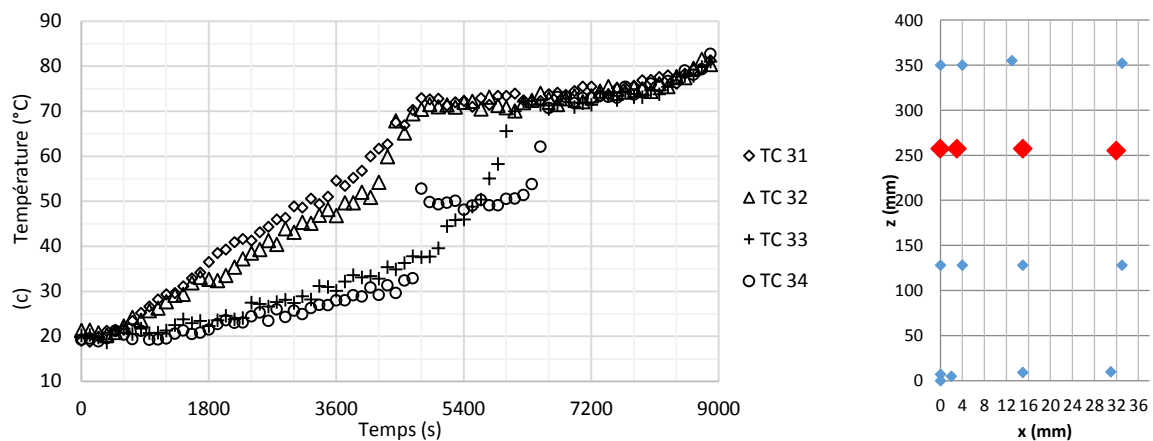


Figure 4.13. Mesure de la température à 250 mm de hauteur, charge

Le fait que les températures restent constantes durant le changement d'état est caractéristique de la mise en place de la convection naturelle. La chaleur accumulée par le PCM au niveau de la sole est transportée vers le haut du compartiment par déplacement du liquide. Au cours de son déplacement, le PCM accumule de la chaleur provenant des ailettes. Il transfère sa chaleur au PCM solide situé en haut du compartiment. L'influence de l'ailette et de la convection naturelle est démontrée sur la Figure 4.14.

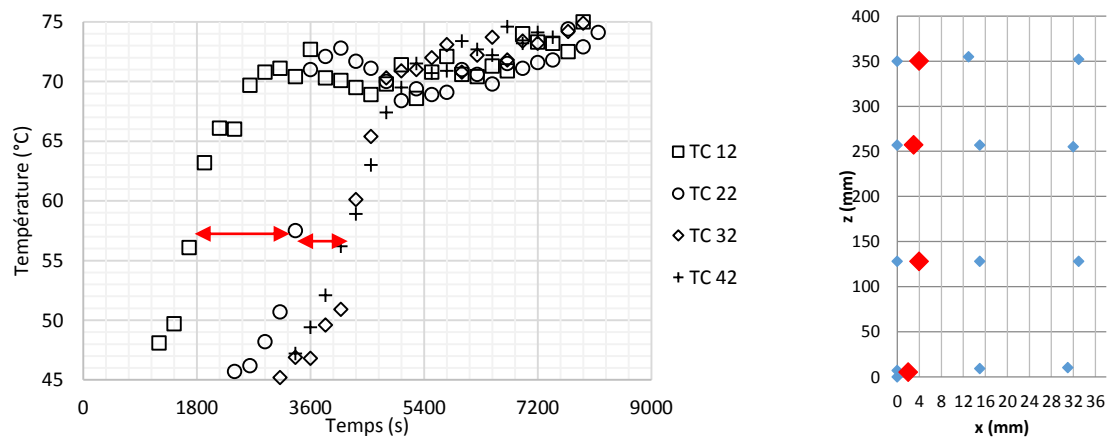


Figure 4.14. Influence de l'effet d'ailette et de la convection naturelle sur la durée de la fusion

La Figure 4.14 illustre l'évolution de la température le long d'un axe à quelques mm de l'ailette. La température mesurée par les thermocouples TC 12, 22, 32 et 42 a la même forme mais décalée dans le temps. Il est normal d'observer un retard temporel lorsqu'on s'éloigne de la source de chaleur. Mais l'écart de temps entre les étages 1 et 2 est plus long (3000 s) que celui entre les étages 2 et 3 (1500 s). Or la distance qui les séparent est quasiment identique (12,5 cm). Par conséquent, si la conduction dans le PCM était le seul mode de transfert de chaleur, l'écart de temps devrait être identique. C'est grâce à la chaleur apportée par l'ailette que la température en haut du PCM augmente plus rapidement. Mais la convection naturelle joue aussi un rôle. En effet, la température mesurée par TC32 et TC42 se superpose. Cela ne s'explique que par les mouvements dus à la paraffine liquide qui uniformisent la température dans la partie haute du PCM par convection naturelle.

Il faut retenir de cette expérience de charge que la sole apporte une densité de flux uniforme et quasiment constante de $10,5 \text{ kW/m}^2$. La charge dure environ 9000 s. Le palier de fusion de la paraffine à 53°C n'est pas mesuré. Il s'agit plutôt d'une stabilisation de la température autour de $70 - 80^\circ\text{C}$. Ceci est une conséquence de la mise en place de la convection naturelle (observée) qui uniformise la température en transportant le PCM liquide dans le compartiment. La forme du front de fusion est un rectangle qui se rétrécit au cours de la fusion. Cette forme est influencée par la convection naturelle qui fait fondre la partie haute du PCM avant la partie située à mi-hauteur.

1.2.2 Décharge thermique de l'unité de stockage (solidification du PCM)

1.2.2.1 Suivi photographique

Après l'étude de la fusion et le stockage de la chaleur, le TES est déchargé grâce à une circulation d'eau. La paraffine liquide se refroidit, et se solidifie en libérant sa chaleur latente. Le dispositif photographique permet de suivre la solidification (Figure 4.15).

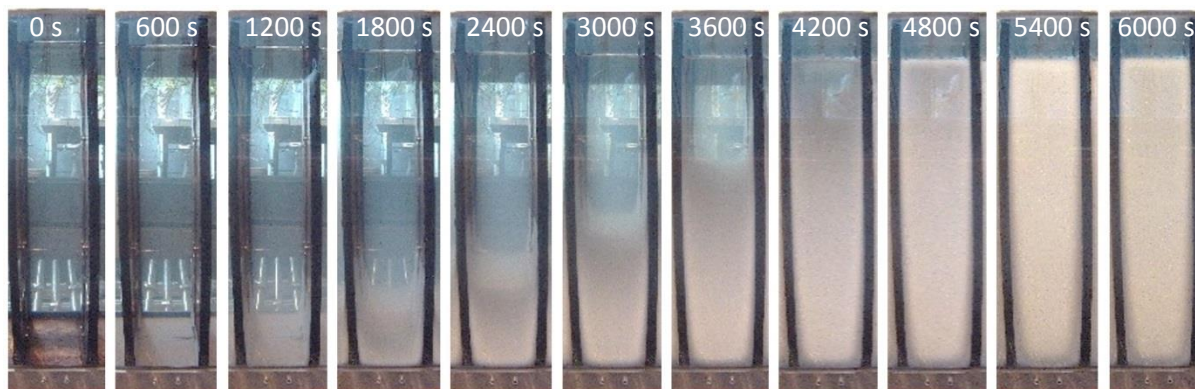


Figure 4.15. Photos du front de solidification de la paraffine, décharge

L'instant initial (0 s) correspond à la fin de la fusion (expérience précédente) : la paraffine est entièrement liquide et transparente. Au bout de 10 min après l'ouverture du circuit de refroidissement, un film blanc opaque apparaît sur la sole, au niveau du puits de chaleur. Ce film blanc correspond à la paraffine solide. Rapidement ce même film se distingue le long des ailettes. En même temps que ce film progresse le long des ailettes, le cœur de la paraffine commence à se solidifier. A partir de 5000 secondes, il est difficile de suivre la progression du front de solidification car la paraffine opaque se crée sur la paroi en plexiglas et empêche la visualisation du milieu du compartiment. Durant la décharge, la convection naturelle n'est pas observée. Aucun mouvement n'est aperçu à partir de l'instant où la chauffe est coupée. Lorsque le refroidissement débute, le film de paraffine solide qui se dépose le long des ailettes freine la convection naturelle qui était en place à la fin de la fusion jusqu'à la stopper. Le moteur de la convection naturelle est la différence de température au sein du PCM

liquide. Mais, lorsque la paraffine se solidifie, elle fige instantanément le liquide de proche en proche, empêchant tout déplacement. Il est donc normal de ne pas visualiser la convection naturelle en phase de décharge du TES.

1.2.2.2 Bilan d'énergie et flux de chaleur de la décharge

La densité de flux n'est pas mesurée lors du refroidissement du banc. Elle est calculée (relation 4.10) soit à partir d'un coefficient d'échange (corrélation issue de la littérature) soit à partir d'un bilan enthalpique sur la décroissance de fluide.

$$\varphi_{\text{décharge}} S_{\text{section TES}} = h_{\text{conv local}} S_{\text{conduits}} \Delta T_{\text{conduit/eau}} = \dot{m}_{\text{eau}} c_{p\text{eau}} \Delta T_{\text{eau IN/OUT}} \quad (4.10)$$

Quelle que soit la méthode employée, la mesure de la température du fluide de refroidissement est essentielle. Cependant les mesures effectuées ne permettent pas d'avoir une bonne estimation de la température de l'eau.

- La température de l'eau à l'entrée est mesurée dans la nourrice en inox qui assez éloignée de la sole (environ un mètre) ;
- La température de l'eau à la sortie est mesurée à l'extrémité des conduits, à plus de deux mètres de la sole ;
- L'eau circule avec un débit très faible et ne remplit pas entièrement les conduits dans la sole. La surface d'échange est donc inconnue.

La Figure 4.16 montre la décroissance de la température mesurée au niveau des cartouches électriques dans la sole, et celle de l'eau au cours du refroidissement du banc expérimental.

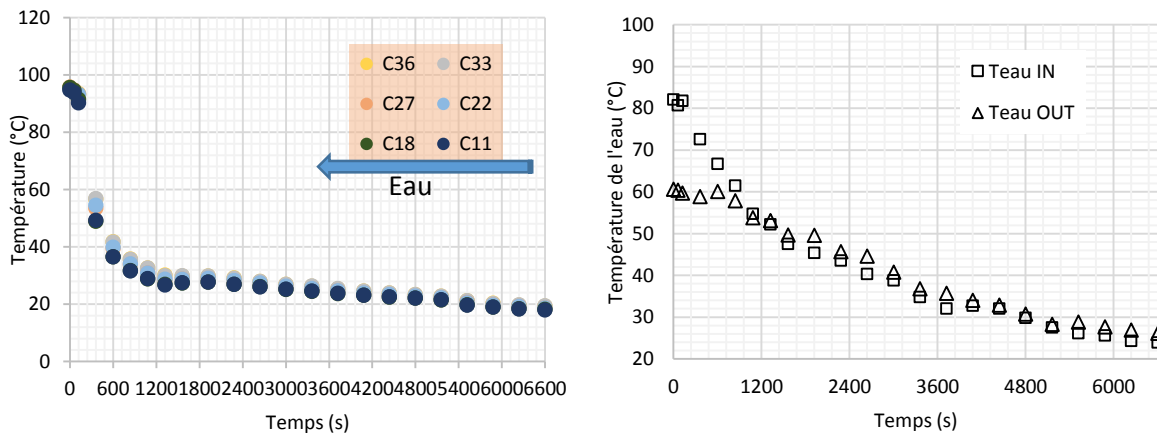


Figure 4.16. Mesure de la température de la sole, dans les cartouches, décharge

Ce graphe montre que lors du refroidissement, la température de la sole est uniforme. La température de la sole passe de 100 à 30°C en 20 minutes puis diminue lentement jusqu'à 20°C. Compte tenu de la décroissance de la température de la sole (type décharge électrique du condensateur), il est clair que la puissance de décharge diminue au cours du temps. La température de l'eau n'est pas exploitable comme donnée pour le calcul du refroidissement. La température mesurée de l'eau est plus élevée que celle de la sole, ce qui est impossible. L'eau à l'entrée, normalement froide, est échauffée par conduction des conduits entre la sole et la nourrice. La mesure de la température de l'eau à la sortie est faussée par l'air ambiant qui refroidit les conduits d'évacuation.

L'énergie totale déchargée n'est pas été calculée puisque le flux de refroidissement est inconnu. En outre, l'expérience est arrêtée alors que le PCM n'est pas entièrement devenu solide. La longue durée de refroidissement et la consommation d'eau excessive ont motivé cet arrêt anticipé.

1.2.2.3 Mesures de la température à différentes hauteurs lors de la décharge

Malgré un arrêt anticipé de la décharge, l'évolution des températures de l'expérience n°130627-170336 est présentée sur les Figure 4.17, Figure 4.18, et Figure 4.19. La température à la hauteur de 350 mm n'est pas présentée car le PCM se creuse au milieu du compartiment par différence de masse volumique entre le solide et le liquide. Les thermocouples mesurent alors la température de l'air et non celle du PCM.

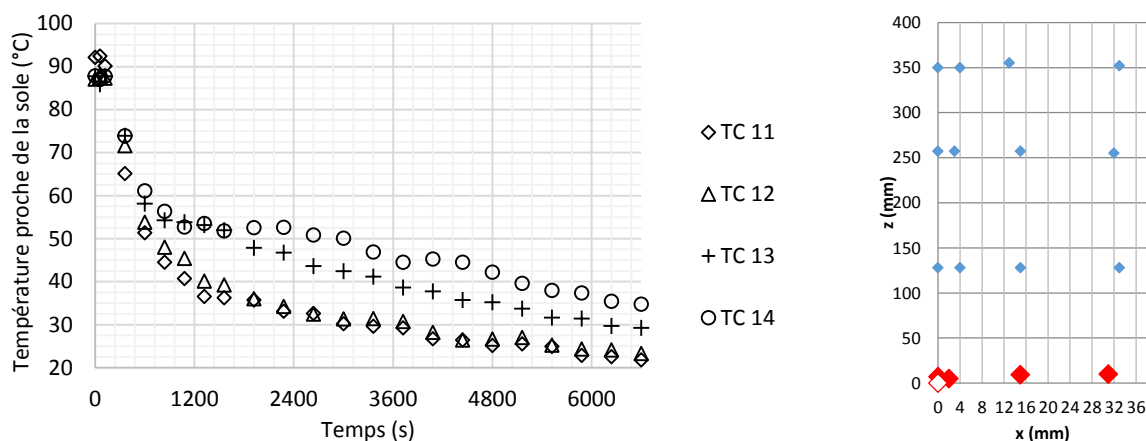


Figure 4.17. Mesure de la température à proximité de la sole, décharge

A proximité de la sole, les écarts de température entre les ailettes, le PCM et la sole sont très faibles. La formation de PCM solide sur la sole est très rapide et empêche le transfert de chaleur. C'est la raison pour laquelle TC11 et TC12 mesurent la même température. La température mesurée par TC14 est plus élevée car ce point est plus éloigné des surfaces d'échange (ailettes).

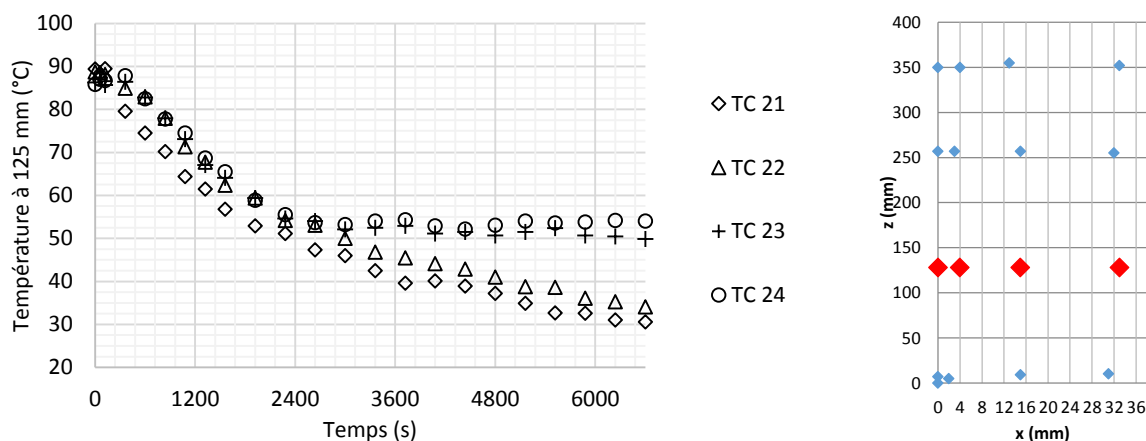


Figure 4.18. Mesure de la température à 125 mm de hauteur, décharge

A 125 et 250 mm de hauteur, les thermocouples situés au milieu du compartiment mesurent un palier de solidification franchement marqué à la température de 53°C. La formation de PCM solide sur l'ailette empêche le transfert de chaleur. L'écart de température entre TC21 et TC22 est très faible alors que les thermocouples sont proches. Le transfert de chaleur entre le centre du compartiment (TC24) et le quart du compartiment (TC23) est quasi nul.

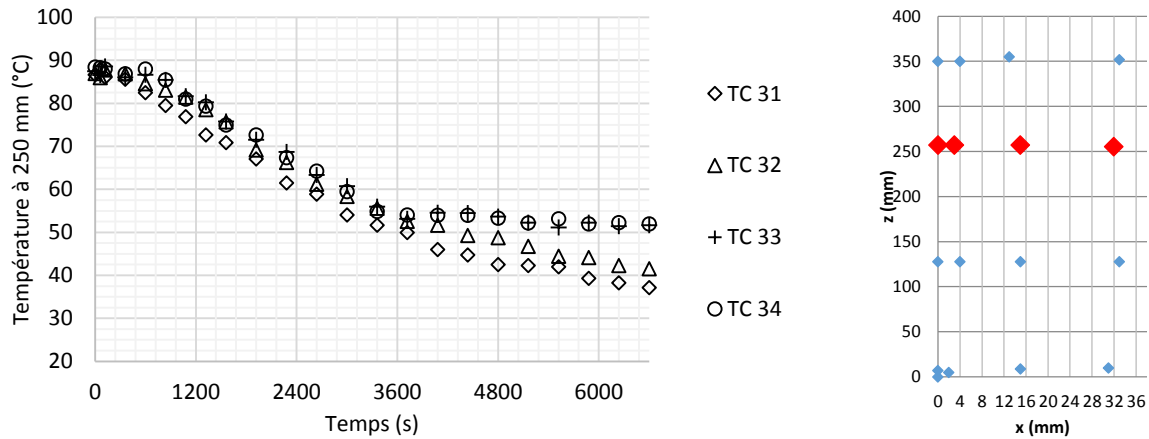


Figure 4.19. Mesure de la température à 250 mm de hauteur, décharge

A 250 mm de hauteur, l'aillette ne refroidit quasiment plus le PCM situé au centre du compartiment. TC 33 et TC 34 mesurent la même température. L'aillette et le PCM ont presque la même température. Même après les 9000 s de l'expérience, le PCM n'est pas entièrement solidifié puisque sa température est encore de 53°C. Le refroidissement est interrompu alors que la température est toujours de 53°C, ce qui signifie que le PCM est toujours en cours de solidification.

L'observation des courbes à plusieurs hauteurs montre qu'à un instant donné la température du PCM est d'autant plus élevée que le PCM se trouve loin de la sole ou des ailettes. Le seul transfert de chaleur est la conduction thermique. La convection naturelle n'intervient pas.

Toutes ces observations amènent à penser que le PCM solide joue un rôle d'isolant thermique. Lorsqu'une épaisseur de PCM solide se forme sur les surfaces d'échange, le transfert de chaleur est ralenti. Cette remarque est quantifiable avec la densité de flux extraite au niveau des ailettes. Grâce à la loi de Fourier (relation 4.11) et aux relevés de température, cette densité de flux est calculée au début et à la fin du refroidissement :

$$\varphi_{aillette, hauteur\ i} = \frac{k_{paraffine\ solide}}{distance(TC_{i2} - TC_{i1})} \text{température}(TC_{i2} - TC_{i1}) \quad (4.11)$$

A partir de la relation 4.11, la densité de flux extraite est calculée :

Eloignement de la sole (mm)	Thermocouples considérés	Flux de chaleur (W/m ²)	
		Début d'expérience à 600 s	Fin d'expérience à 8400 s
250	TC31 et TC32	69	182
125	TC21 et TC22	488	253
10	TC11 et TC12	455	26

Tableau 4.1. Calcul de la densité de flux de chaleur extraite le long des ailettes, décharge

Le Tableau 4.1 illustre le fait qu'au début de la décharge, après 600 s (soit 10 minutes), la chaleur est principalement extraite sur la partie basse de l'aillette. La densité de flux de décharge est de l'ordre de 450 W/m² jusqu'à 125 mm de hauteur alors qu'il n'est que de 69 W/m² à 250 mm de hauteur. A la fin de l'expérience, l'aillette n'extraie presque plus de chaleur sur sa partie basse. Seulement 26 W/m². Cela s'explique car, à cet endroit, le PCM est devenu solide. La chaleur est extraite plus haut dans le compartiment mais avec une intensité plus faible de l'ordre de 200 W/m².



Ce qu'il faut retenir

Chauffe et refroidissement du banc expérimental avec la paraffine (fusion à 53°C)

Le banc expérimental de première approche stocke l'énergie thermique sous forme sensible et latente (fusion/solidification) dans la paraffine entre 20 et 90°C. Les parois en Plexiglas et le dispositif photographique rendent possible l'observation de la fusion et de la solidification.

Le banc expérimental se charge en faisant fondre la paraffine pendant 9 000 s avec un flux estimé à 10,5 kW/m². Les pertes thermiques se situent essentiellement au niveau de la sole qui n'est pas isolée thermiquement. Les parois en Plexiglas laissent observer l'influence de la convection naturelle. Les mouvements du PCM liquide déforment le front de fusion en transportant la chaleur. La partie haute du PCM solide fond alors plus rapidement, car la chaleur s'accumule. Le mélange PCM solide / PCM liquide engendre la mesure d'un palier de température autour de 70°C alors que la fusion se déroule à 53°C. Durant la fusion du PCM, la température de la sole se stabilise également autour de 95°C. La température dans le TES et dans la sole ne recommence à croître que lorsque le PCM est entièrement fondu.

En décharge, la solidification du PCM est observée pendant une durée de 6000 s. Au-delà les parois de Plexiglas sont entièrement recouvertes de PCM solide opaque. La convection naturelle n'est pas observée. Contrairement à la charge, le palier de solidification à 53°C est très marqué. Cela confirme que la convection naturelle n'a pas d'influence et que seule la conduction thermique transfère la chaleur du TES vers la sole. L'écart de température entre les surfaces d'échange métalliques (ailettes et sole) et le PCM augmente avec le temps car le PCM solide conduit peu la chaleur. C'est la raison pour laquelle le PCM situé au cœur du compartiment se maintient longtemps à la température de transition de 53°C. Le flux de chaleur n'est pas connu car le régime d'écoulement de l'eau est très lent et ne remplit pas les conduits.

Tableau récapitulatif	
Pertes thermiques en chauffe	100 W avec la sole à 100°C
Flux de charge	10,5 kW/m ²
Durée de la charge	environ 9000 s (2h30)
Energie chargée	environ 5 MJ
Flux de décharge	inconnu
Durée de décharge	supérieure à 6000 s (2 h)
Energie déchargée	< 5 MJ car PCM en solidification

Tableau 4.2. Tableau récapitulatif des expériences à basse température (paraffine 53°C)

1.3 Résultats expérimentaux à haute température

Le banc expérimental de première approche est utilisé avec le carbonate de lithium qui fond à 723°C. Le banc est rempli d'une quantité de carbonate de lithium dans les compartiments et largement isolé thermiquement (épaisseur de 20 cm). Après fusion puis solidification du PCM, nous observons qu'une quantité de liquide est sortie des compartiments avant de se solidifier à l'extérieur du TES (Figure 4.20). Dans le même temps, les soudures des ailettes situées à l'extérieur se sont partiellement fêlées.



Figure 4.20. Fuite de carbonate de lithium en dehors du banc expérimental

Le joint placé autour des ailettes ne joue pas son rôle d'étanchéité. Il absorbe du PCM à l'état liquide tout en le laissant sortir des compartiments. Les soudures des ailettes situées à l'extérieur du TES ne résistent pas aux forces mécaniques dues à la dilatation du PCM.

Les enseignements tirés des expériences avec le banc expérimental de première approche sont les suivants :

- A basse température, l'énergie thermique sous forme latente est chargée puis déchargée dans la paraffine avec une structure en ailette plate.
- Au cours de la charge, la convection naturelle se met en place entre l'ailette et le front de fusion. Un indicateur est le palier de température supérieur à la température de fusion. La convection naturelle est un atout qui accélère la charge du TES.
- Au cours de la décharge, la convection naturelle n'intervient pas. La formation de PCM solide sur les surfaces d'échange ralentit le transfert de chaleur.
- Les expériences à hautes températures n'ont pas permis d'étudier le comportement thermique du TES. La dilatation thermique du PCM liquide, confiné entre les ailettes, la sole et le PCM solide, génère des efforts sur les compartiments. Ces efforts ont conduit à la destruction des soudures qui assurent la liaison des ailettes sur la sole.

Bien que la convection naturelle soit un atout pour la charge du TES, un effort doit être fait sur la durée de la décharge. Afin de décharger rapidement le stockage, l'épaisseur de PCM solide doit être réduite. Cela signifie qu'il faut réduire la largeur des compartiments. Cela va nécessairement limiter voir empêcher la convection naturelle de s'activer. Le TES se chargera alors plus lentement mais se déchargera plus efficacement. Enfin le TES doit être plus robuste au niveau de sa structure pour contenir la dilatation thermique du PCM liquide.

2 Conception du stockage thermique à haute température

Les résultats du chapitre 2 ont permis d'établir qu'un module absorbeur avait besoin de 5 MJ d'énergie thermique pour maintenir la température d'air en sortie au-dessus de 600°C. La décharge thermique se fait avec une puissance de l'ordre de 125 kW/m².

Dans le but de restituer efficacement la chaleur stockée dans des compartiments de cuivre remplis de carbonate de lithium, on cherche à privilégier les transferts de chaleur dans le sens axial plutôt que radial. Cela signifie que la largeur des compartiments doit être de petite taille.

A la fin du chapitre 2, nous avons montré l'intérêt d'une structure métallique de type nid d'abeilles [Hasse *et al.* 2011, Lai & Hokoï 2014]. Cette structure présente trois principaux avantages :

- Le motif de base de la structure en nid d'abeilles est répétable sur n'importe quelle taille et forme de surface plane ;
- Les symétries de la structure permettent d'envisager l'étude d'une cellule élémentaire, plus pratique à l'échelle laboratoire ;
- Le nid d'abeilles améliore les transferts de chaleur avec une structure plus légère que de simples ailettes plates (fraction massique de PCM plus élevée), allégeant le module absorbeur-stockeur.

Le nid d'abeilles est donc la structure de base retenue pour le développement du stockage thermique de protection à haute température. Cependant, le nid d'abeilles coûte cher à fabriquer pour un banc expérimental puisqu'il nécessite un moule. Afin de limiter les coûts, il est décidé de s'intéresser à une structure approchante qui consiste à placer des tubes les uns à côté des autres dans un arrangement compact. Les similitudes et différences de ce changement sont étudiées au §2.1.

Afin d'éviter toute destruction du banc d'essai à haute température, celui-ci doit être usiné directement à partir d'un bloc de cuivre brut. Ceci concerne l'enveloppe du TES et la sole. La structure métallique interne, les tubes de cuivre pour intensifier des transferts de chaleur, est simplement glissée à l'intérieur. Bien que le contact thermique ne soit pas parfait entre la sole et la structure métallique, ce système évite les soudures.

2.1 Conception du banc d'essai

2.1.1 Passage d'une structure hexagonale à tubulaire du nid d'abeilles

Le fait de transformer un tube à section hexagonale en un tube de section circulaire provoque une augmentation des volumes de cuivre et du PCM de 20%. Ces volumes augmentent dans la même proportion. Les taux massique et volumique de PCM sont conservés. A priori, la transformation d'un hexagone en un cercle peut changer la façon dont la chaleur est distribuée radialement. Le problème ne se pose pas pour les transferts de chaleur verticaux, qui sont peu sensibles à cet aspect du dimensionnement.

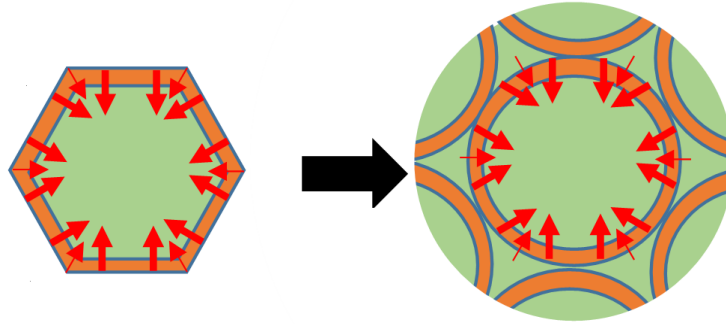


Figure 4.21. Comparaison de la direction du flux de chaleur radial dans un nid d'abeilles et dans des tubes tangents

Pour les transferts radiaux, la Figure 4.21 permet de remarquer que les six coins de l'hexagone font office de résistance thermique car il y a plus de matière. Aux mêmes endroits, le PCM réduit les transferts thermiques radiaux lorsque les tubes sont placés de façon tangente les uns aux autres. Par conséquent, l'hypothèse que les transferts de chaleur radiaux sont identiques dans le cas d'un hexagone et de tubes tangents est émise.

2.1.2 Taux de PCM dans le motif élémentaire du TES

Pour se rapprocher de la forme d'un nid d'abeilles, les tubes sont placés de façon compacte les uns à côtés des autres. Le motif élémentaire formé est alors un hexagone dont les sommets sont les centres des 6 tubes placés autour d'un tube central (Figure 4.22). La demi-hauteur mesure $R\sqrt{3}$ et la demi-diagonale mesure $2R$.

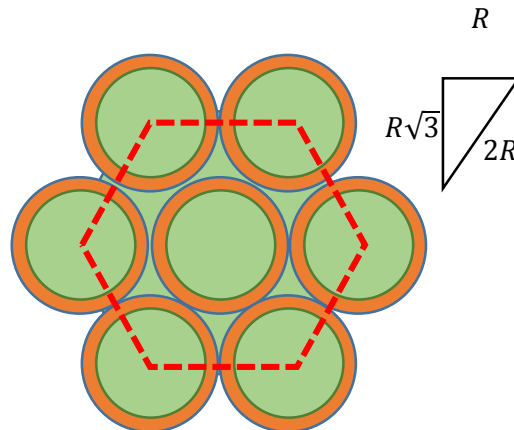


Figure 4.22. Arrangement compact de 7 tubes formant le motif élémentaire hexagonal du TES

Dans ce paragraphe, les propriétés du motif hexagonal sont étudiées. Comme précisé juste avant, les espaces inter-tubes sont remplis de PCM. D'une part cela permet d'augmenter la capacité de stockage, mais aussi d'éviter la présence d'air, source d'oxydation du cuivre. Le motif répétable est matérialisé sur la Figure 4.22 par l'hexagone rouge. Il contient un tube entier, 6 fois $1/3$ de chacun des tubes situés autour (soit 2 tubes), et enfin les 6 zones inter-tubes remplies de PCM. Le calcul du rapport massique et volumique du motif hexagonale est donné par les relations 4.14 et 4.15 :

$$\tau_{mass PCM motif} = \frac{m_{PCM}}{m_{PCM} + m_{Cu}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{Cu} S_{Cu}}{\rho_{PCM} S_{PCM}}} \quad (4.12)$$

$$\tau_{vol PCM motif} = \frac{V_{PCM}}{V_{PCM} + V_{Cu}} = \frac{1}{1 + \frac{S_{Cu,cellule}}{S_{PCM,cellule}}} \quad (4.13)$$

Les taux massique et volumique dépendent des surfaces. Ces dernières sont exprimées en fonction des rayons intérieur et extérieur des tubes, respectivement r et R .

$$S_{Cu,motif} = 3\pi(R^2 - r^2)$$

$$S_{PCM,motif} = 6\sqrt{3}R^2 - 3\pi(R^2 - r^2)$$

Après transformation et en faisant apparaître le rapport des rayons r/R , les relations 4.12 et 4.13 deviennent :

$$\tau_{mass PCM motif} = \left(1 + \frac{\rho_{Cu}}{\rho_{PCM}} \frac{\left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)}{\frac{2\sqrt{3}}{\pi} - \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)} \right)^{-1} \quad (4.14)$$

$$\tau_{vol PCM motif} = \left(1 + \frac{\left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)}{\frac{2\sqrt{3}}{\pi} - \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)} \right)^{-1} \quad (4.15)$$

Ces deux relations sont utilisées dans la suite pour déterminer le taux massique et volumique de PCM du banc d'essai.

2.1.3 Taux de PCM dans le banc d'essai

Au dos du module absorbeur, le stockage consiste en une répétition du motif élémentaire sur toute la surface d'échange. Mais pour concevoir un banc d'essai, il n'est pas nécessaire de fabriquer des dizaines de motifs élémentaires. L'étude d'un seul motif suffit à comprendre le fonctionnement de l'ensemble du TES. Cependant afin de limiter les effets de bord, d'autres motifs sont placés autour de du motif central (Figure 4.23).

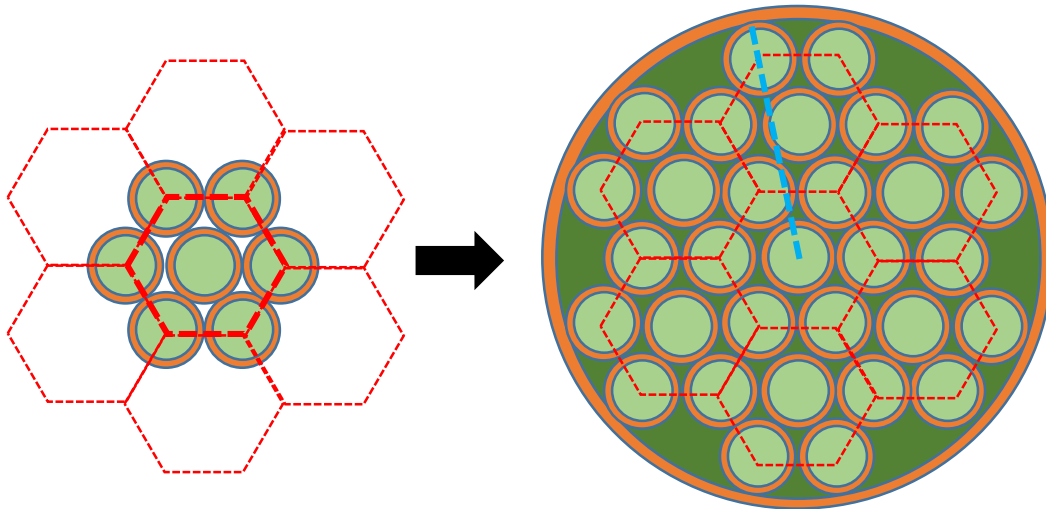


Figure 4.23. Motif étudié au centre, entouré d'autres motifs élémentaires et d'une cuve

Les sept motifs élémentaires doivent ensuite être placés dans un contenant, une cuve, afin de contenir le PCM en phase liquide. La dimension des tubes internes n'est pas encore déterminée mais les

dimensions de la cuve peuvent néanmoins être exprimées en fonction du rayon externe des tubes. Le calcul du rayon intérieur (trait bleu en pointillés sur la Figure 4.23) donne la relation 4.16 :

$$r_{cuve} = (1 + 2\sqrt{7})R \quad (4.16)$$

Connaissant le rayon intérieur de la cuve, son rayon extérieur (*i.e.* son épaisseur) est calculé tout en maintenant le taux massique de PCM d'un motif identique dans le banc d'essai :

$$\tau_{cuve} = \tau_{motif}$$

Le taux massique est calculé cette fois à partir des surfaces de cuivre et de PCM relatives à la cuve du TES. Ces surfaces sont exprimées en fonction des dimensions de la cuve et des 31 tubes :

$$S_{Cu, TES} = \pi(R_{cuve}^2 - r_{cuve}^2) + 31 \times \pi(R^2 - r^2)$$

$$S_{PCM, TES} = \pi r_{cuve}^2 - 31 \times \pi(R^2 - r^2)$$

D'où l'expression du rayon extérieur de la cuve :

$$R_{cuve} = \sqrt{[r_{cuve}^2 - 31 \times (R^2 - r^2)] \left[1 + \frac{\rho_{PCM}}{\rho_{Cu}} \left(\frac{1}{\tau_{mass PCM cellule}} - 1 \right) \right]} \quad (4.17)$$

A partir des formules 3.15 à 3.18, les dimensions de la cuve sont calculées pour des dimensions standards de tubes internes. Dans tous les cas étudiés, la cuve est très fine avec seulement 1 mm d'épaisseur. Les professionnels de l'usinage recommandent une épaisseur d'au moins 3 mm pour la cuve. Le taux de PCM du banc est alors recalculé avec cette nouvelle épaisseur de cuve. Les résultats apparaissent dans le Tableau 4.3.

Tubes Øint/ext (mm)	Taux mass PCM cellule	Taux vol PCM cellule	d cuve	D cuve usiné	e cuve usiné	Taux mass PCM banc	Taux mass PCM cellule
tubes 6/8	26,5%	60%	50,3	56,3	3	20,7%	26,5%
tubes 8/10	32,8%	67%	62,9	68,9	3	26,1%	32,8%
tubes 10/12	38,2%	72%	75,5	81,5	3	30,8%	38,2%
tubes 12/14	42,8%	76%	88,1	94,1	3	35,0%	42,8%
tubes 14/16	46,8%	79%	100,7	106,7	3	38,7%	46,8%
tubes 16/18	50,2%	81%	113,2	119,2	3	42,0%	50,2%
tubes 20/22	55,9%	84%	138,4	144,4	3	47,7%	55,9%

Tableau 4.3. Modification du taux massique de PCM dans le TES avec une cuve plus épaisse (recommandations usinage)

Par rapport au taux de PCM du motif élémentaire, le fait d'augmenter l'épaisseur de la cuve provoque une chute du taux de PCM du TES de 6 à 8 points de pourcentage selon la dimension des tubes internes (Tableau 4.3). La modification de l'épaisseur de la cuve a pour conséquence un meilleur apport de chaleur dans le TES à partir des parois de la cuve. Cependant, le banc d'essai est conçu pour que les motifs élémentaires placés autour de la cellule de test absorbent les effets de bord de la cuve. Par hypothèse donc, la cellule de test n'est pas influencée par la modification de l'épaisseur de la cuve.

2.2 Efficacité énergétique du TES en restitution de chaleur

L'objectif dans ce paragraphe est de déterminer les dimensions des tubes du TES (diamètre et hauteur). Le modèle numérique développé au chapitre 3 est utilisé comme un outil de dimensionnement. Ce modèle simule, en 2D axisymétrique, le comportement d'un tube uniquement chauffé à partir d'une densité de flux imposée sur sa base. Les dimensions du tube sélectionnées pour l'étude sont issues de standards du commerce, de 6/8 à 20/22. Ces dimensions de tubes balayent une

gamme de taux massiques de PCM comprise entre 26,5 et 55,9% dans la cellule élémentaire (Tableau 4.3). Pour obtenir un ordre de grandeur de la hauteur de stockage à étudier en fonction de chaque dimension de tube, le potentiel énergétique par unité de hauteur de stockage est calculé. La hauteur minimale du TES est obtenue dans le cas d'une décharge idéale où toute la chaleur serait extraite sans perte.

$$Potentiel_{\text{énergétique}} = S_{TES} H_{TES} \times [(1 - \tau_{volPCM}) \rho_{Cu} C p_{Cu} \Delta T + \tau_{volPCM} \rho_{PCM} (C p_{PCM} \Delta T + L)] \quad (4.18)$$

$$H_{TES} = \frac{Potentiel_{\text{énergétique}}}{S_{TES} \times [(1 - \tau_{volPCM}) \rho_{Cu} C p_{Cu} \Delta T + \tau_{volPCM} \rho_{PCM} (C p_{PCM} \Delta T + L)]} \quad (4.19)$$

Par rapport à une base de 5 MJ d'énergie nécessaire à la protection thermique du module absorbeur (surface de 40 x 20 cm), la hauteur du TES est déterminée par la relation 4.19 et les résultats sont donnés dans le Tableau 4.4.

Type de tube	Taux mass PCM cellule	Taux vol PCM cellule	Hauteur de stockage (cm)
tubes 6/8	26,5%	60,3%	4,0
tubes 8/10	32,8%	67,4%	3,8
tubes 10/12	38,2%	72,3%	3,6
tubes 12/14	42,8%	75,9%	3,5
tubes 14/16	46,8%	78,7%	3,4
tubes 16/18	50,2%	81,0%	3,4
tubes 20/22	55,9%	84,3%	3,3

Tableau 4.4. Hauteurs minimales du TES à considérer pour l'étude numérique

La hauteur de stockage minimum varie entre 3 et 4 cm. Dans la réalité, un gradient thermique s'installe dans le TES. Il constitue une perte d'énergie qu'il faut compenser en augmentant la taille du TES. Ainsi, à partir du modèle numérique présenté au chapitre 3 et d'une géométrie représentant un seul tube, la décharge du TES est simulée pour une hauteur comprise entre 4 et 9 cm.

La décharge est alors simulée en partant d'un régime établi où la température est uniforme et égale à 800°C. Le PCM est entièrement liquide. La densité de flux extraite, appliquée sur la surface de la sole, vaut 125 kW/m². Le modèle simule la décharge de la cellule d'étude jusqu'à ce que la base atteigne la température de 600°C. Pour chaque diamètre de tube et hauteur de TES, des critères caractéristiques sont extraits, afin de comparer les géométries entre elles :

- La durée caractéristique de la décharge jusqu'à ce que la sole atteigne 600°C ;
- Le taux de solidification à la fin de la décharge ;
- L'efficacité énergétique, déjà mentionnée (chapitre 3, §3), et rappelée ici :

$$\eta_{\text{énergétique}} = \frac{\tau_{\text{décharge}} \varphi_{\text{décharge}} S_{\text{refroidissement}}}{\rho_{PCM} V_{PCM} (C p_{PCM} \Delta T + L) + \rho_{Cu} V_{Cu} C p_{Cu} \Delta T} \quad (4.20)$$

2.2.1 Durée caractéristique de décharge

Le modèle calcule l'évolution de la température et de l'état du PCM dans le tube au cours du temps. Dès que la sole atteint la température de 600°C, le TES est considéré déchargé. La durée pour parvenir à cet état est la donnée extraite et reportée sur la Figure 4.24.

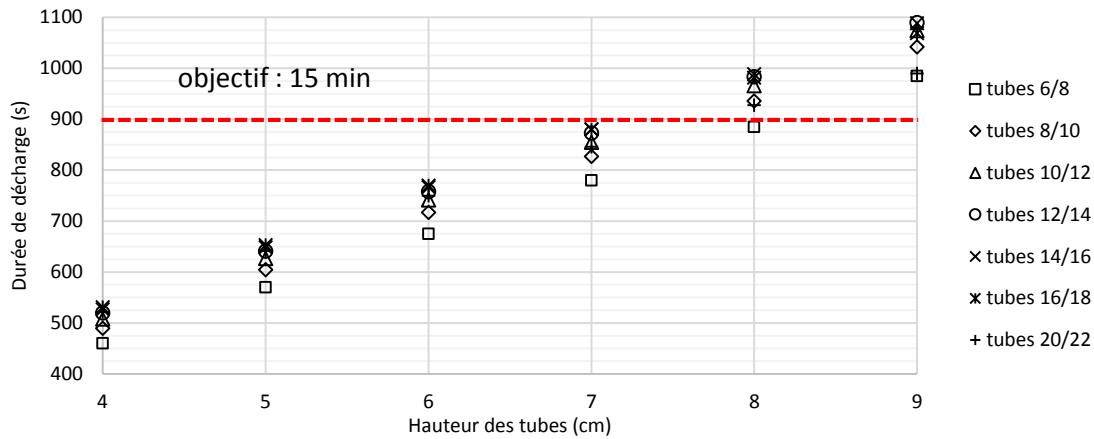


Figure 4.24. Durée de décharge en fonction des dimensions de la cellule d'étude, avec une densité de flux extraite de 125 kW/m^2

La durée de décharge du TES évolue de façon linéaire avec la hauteur des tubes. Elle est d'autant plus longue que le diamètre du tube est grand et que l'énergie à décharger augmente. En effet, l'épaisseur du tube étant identique dans chaque cas, l'effet d'ailette est de moins en moins efficace au fur et à mesure que le rayon intérieur du tube augmente. Pour les tubes étudiés, l'écart de durée de décharge est d'une centaine de secondes pour une hauteur donnée. Pour décharger l'énergie du tube en environ 15 minutes, les hauteurs suivantes doivent être considérées :

- 8 cm avec des tubes de dimensions 6/8 à 10/12
- 7 cm avec des tubes de dimensions 12/14 à 20/22

2.2.2 Taux de solidification du PCM à la fin de la décharge

Le taux de solidification à la fin de la décharge est extrait du modèle et reporté sur la Figure 4.25.

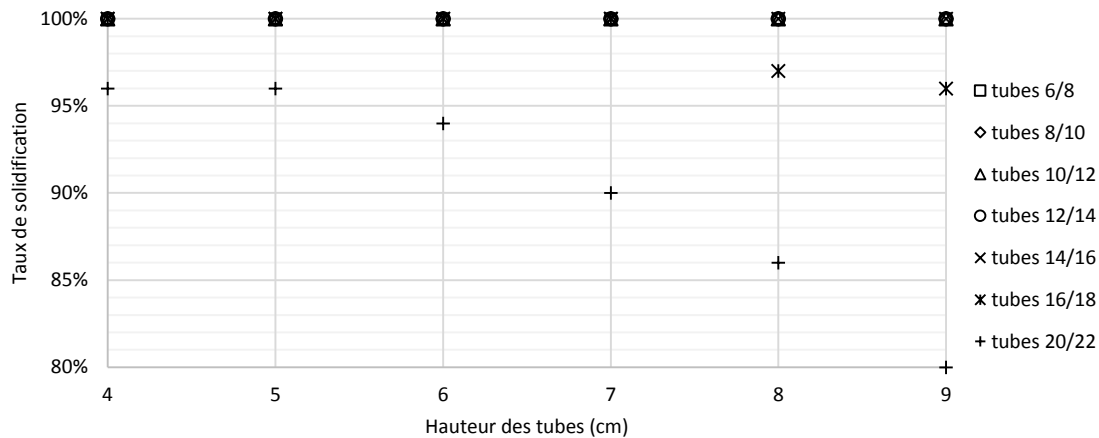


Figure 4.25. Taux de solidification du PCM en fonction de la hauteur des tubes

Jusqu'à une dimension de tube de 14/16 mm, la solidification est complète quelle que soit la hauteur du tube. Pour un tube de dimension 16/18, la solidification est partielle à partir d'une hauteur de 8 cm. Pour un tube de dimension 20/22, la solidification n'est jamais complète, jusqu'à seulement 80% pour une hauteur de 9 cm par exemple. L'objectif est de solliciter au maximum le matériau à changement de phase. Cela signifie qu'il faut utiliser au maximum la chaleur latente et avoir un taux de solidification de 100% à la fin de la décharge. Les tubes de dimensions supérieures à 14/16 sont donc écartés de l'étude.

2.2.3 Efficacité énergétique de décharge

L'efficacité énergétique de décharge représente la quantité d'énergie effectivement déchargée (durée de décharge multipliée par la densité de flux constante) divisée par le potentiel énergétique de décharge entre 600 et 800°C (relation 4.20). Les valeurs sont reportées sur la Figure 4.26. Les points sur fond noir sont les points retenus lors de l'étude de la durée de décharge.

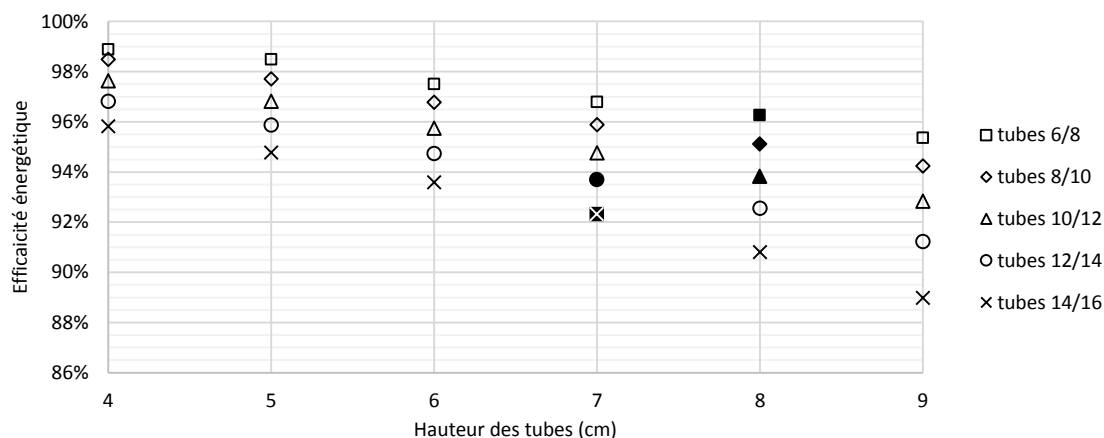


Figure 4.26. Efficacité énergétique du TES de décharge en fonction de la hauteur des tubes

L'efficacité énergétique évolue de façon quasi linéaire lorsque la solidification est complète. Parmi les points retenus (en noir), l'efficacité énergétique est comprise entre 92 et 97%. Cela signifie que le TES est très bien sollicité énergétiquement. Avec une hauteur différente, les dimensions de tubes 10/12 et 12/14 offrent la même efficacité énergétique. Mais le taux massique de PCM est plus élevé avec des tubes de dimensions 12/14. Les tubes de dimensions 14/16 ont un taux massique encore plus grand mais perdent en efficacité énergétique. Les tubes de dimension 12/14 sont donc retenus pour concevoir le banc expérimental.



Ce qu'il faut retenir

Dimensionnement du banc d'essai à structure en nid d'abeilles

Pour favoriser les transferts thermiques entre le PCM et la sole et pour réduire très significativement la convection naturelle, le carbonate de lithium est placé dans des tubes de petit diamètre. L'agencement des tubes, tangents les uns aux autres, forme une matrice métallique de type nid d'abeilles. Le banc d'essai permet l'étude d'un motif élémentaire hexagonal joignant les centres de 6 tubes avec un tube central. Les tubes mesurent 12 mm de diamètre intérieur et 14 mm extérieur, pour une hauteur de 7 cm. Un motif contient 43% de PCM en masse et 76% en volume.

Energie stockée dans un motif
élémentaire entre 600 et 800°C

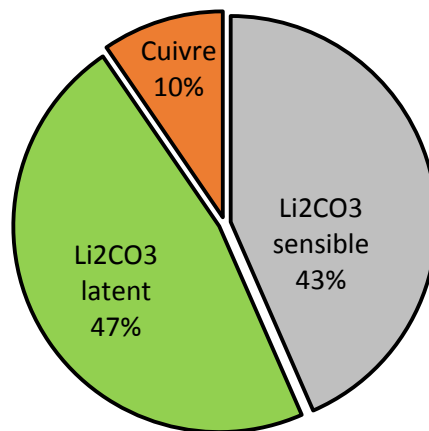


Figure 4.27. Répartition de l'énergie stockée dans le motif élémentaire

Chaque motif stocke l'énergie maximale de 60 kJ entre 600 et 800°C, de sorte qu'une centaine de motifs placés à l'arrière d'un module absorbeur stockent une énergie suffisante de 6 MJ. L'énergie thermique est principalement stockée dans le PCM, de façon équitablement répartie entre la chaleur sensible et latente. La structure en cuivre compte pour 10% dans le stockage de l'énergie thermique. Théoriquement, en décharge, le motif d'étude libère 90% de son potentiel énergétique en moins de 15 minutes avec une densité de flux de refroidissement de 125 kW/m².

Pour l'étude expérimentale, le motif étudié est entourée de six autres motifs afin de limiter les effets de bord. La cuve, qui contient les 7 motifs, mesure 88,2 mm de diamètre intérieur et 94,2 mm de diamètre extérieur. La hauteur du stockage est de 7 cm.

2.3 Fonctionnement du banc d'essai

Le principe d'une sole chauffante et refroidissante, imaginée lors de l'approche expérimentale, est conservé. Celle-ci est usinée dans la masse de cuivre avec la cuve englobant les cellules élémentaires. La chauffe est électrique tandis que le refroidissement consiste à faire circuler de l'air. Avant de calculer la puissance de chauffe nécessaire, les pertes thermiques sont estimées avec l'expérience acquise lors de la première approche expérimentale.

2.3.1 Isolation thermique

Le banc d'essai est entouré d'au moins 20 cm d'isolant. Les dimensions de l'actuel banc d'essai étant beaucoup plus petites qu'avant, on peut émettre l'hypothèse que la température de l'isolant à l'extérieur est inférieure à 50°C. Les pertes thermiques sont essentiellement dues à la convection libre (10 W/m².K) avec l'ambient à 20°C. La surface d'échange considérée est celle d'une forme parallélépipédique de dimensions 50 x 50 x 60 cm. Les pertes thermiques sont calculées :

$$Pertes_{conv} = hS\Delta T \quad (4.21)$$

$$Pertes_{conv} = 10 \times (2 \times 0,5^2 + 4 \times 0,5 \times 0,6) \times (50 - 20)$$

$$Pertes_{conv} \approx 500 \text{ W}$$

L'ordre de grandeur des pertes thermiques à prendre en compte est de 500 W.

2.3.2 Dispositif de chauffage électrique

L'objectif de la source chaude est de chauffer le banc d'essai de 600°C à 800°C en moins de 30 minutes. Cela permet de cycler le banc d'essai plusieurs fois par jour. Le calcul de la puissance de chauffe tient compte de la masse du banc. La partie stockage du banc mesure 95 mm de diamètre, 7 cm de hauteur et contient 35 % en masse de PCM à l'intérieur. La sole est le prolongement de la cuve de stockage sur une hauteur de 10 cm. Le calcul de la puissance électrique tient compte des pertes thermiques.

$$P_{elec, TES} = Pertes_{conv} + \frac{(E_{Cu, TES} + E_{PCM} + E_{sole})}{durée} \quad (4.22)$$

$$P_{elec, TES} = 500 + \frac{\left(\begin{aligned} &(1 - 0.35) \times 8900 \times \pi \times 0.0475^2 \times 0.07 \times 385 \times 200 \\ &+ 0.35 \times 2110 \times \pi \times 0.0475^2 \times 0.07 \times (2500 \times 200 + 509000) \\ &+ 8900 \times 0.1 \times \pi \times 0.0475^2 \times 385 \times 200 \end{aligned} \right)}{30 \times 60}$$

$$P_{elec, TES} = 1000 \text{ W}$$

Par rapport à cette puissance de chauffe, et compte tenu de la température élevée de fonctionnement du TES, la solution technique retenue est celle proposée par la société Thermocoax. Il s'agit d'un câble chauffant de 2000 W (220 V, branché sur armoire déjà existante) gainé en inconel (résistant à 1000°C en continu) de 2 mm de diamètre et 8 m de long.

$$P_{câble} = 2000 \text{ W}$$

Ce câble est enroulé en spires jointives autour de la sole (voir Figure 4.28), sur 5,1 cm de hauteur.

$$Hauteur_{sole} = \varnothing_{câble} \times N_{tour} = \frac{\varnothing_{câble} \times L_{câble}}{\pi(\varnothing_{sole} + \varnothing_{câble})} \quad (4.23)$$

$$Hauteur_{sole} = \frac{0.002 \times 8}{\pi(0.095 + 0.004)}$$

$$Hauteur_{sole} = 5,1 \text{ cm}$$

En prenant en compte une marge pour la dilatation thermique, une hauteur de la sole de 6 cm est réservée pour la mise en place du câble. La hauteur de sole restante (4 cm) est réservée pour la circulation d'air (refroidissement). La puissance du câble de 2000 W ne sera pas limitante lors des expériences de charge du TES.

$$\varphi_{max \text{ charge}} = \frac{P_{c\grave{a}ble} - P_{pertes}}{S_{section \text{ banc}}} \quad (4.24)$$

$$\varphi_{max \text{ charge}} = \frac{2000 - 500}{\pi \times 0.0471^2}$$

$$\varphi_{max \text{ charge}} = 215 \text{ kW/m}^2$$

Le câble peut chauffer avec une densité de flux maximale de 215 kW/m². Il sera donc possible de se placer à la densité de flux inférieure à 125 kW/m².

2.3.3 Système de refroidissement par circulation d'air

Pour transformer la sole en puits de chaleur, elle est traversée par de l'air dans 4 conduits rectilignes de 6 mm de diamètre. Le nombre de tubes est un compromis entre surface d'échange et difficulté de réalisation. Du côté froid, les conduits sont prolongés pour sortir de l'isolant. Ils sont connectés à une nourrice, elle-même reliée au réseau de distribution d'air comprimé du laboratoire. L'air se détend de la pression du réseau (8 bar) vers la pression atmosphérique (1 atm). Du côté chaud, les tubes sont également prolongés pour sortir de l'isolant.

2.3.4 Dimensions finales du banc d'essai et vocabulaire

Les dimensions exactes du banc d'essai sont données en Annexe 7. La Figure 4.28 montre schématiquement et en photo tous les éléments du banc : la sole, le câble chauffant, les raccords et les conduits pour l'air, la cuve du TES et le couvercle. Sur le schéma, une épaisseur de 5 mm de cuivre sépare la zone chaude de la zone de stockage thermique. Il s'agit d'une zone tampon qui uniformise le flux de chaleur provenant de la surface extérieure de la sole.

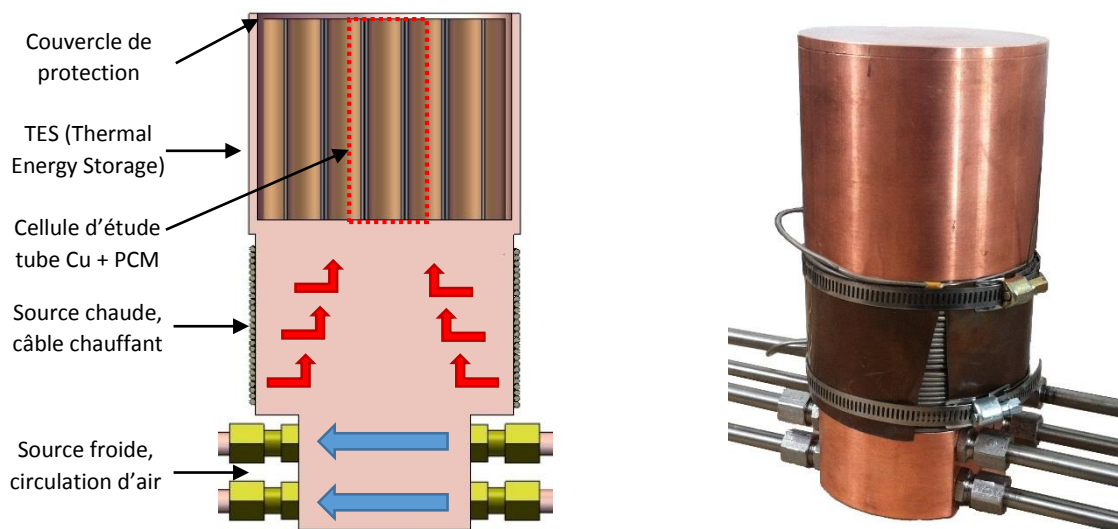


Figure 4.28. Banc d'essai complet, schéma et photo (côtes en Annexe 7)

Le vocabulaire suivant est utilisé :

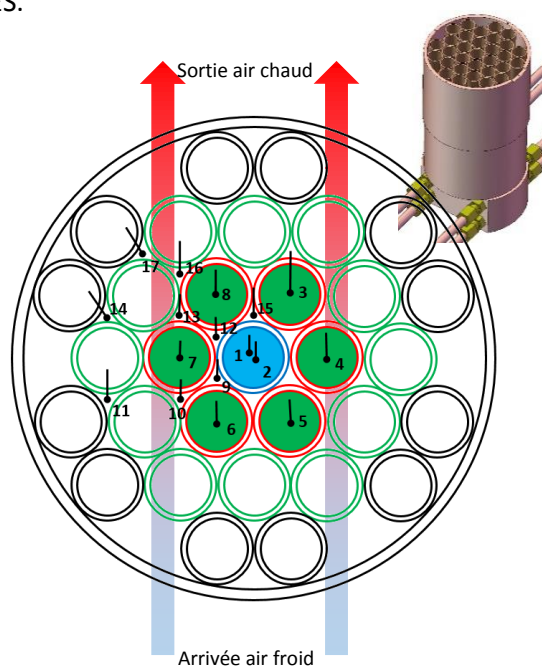
- Le terme **banc d'essai** désigne l'ensemble source froide + source chaude + zone de stockage thermique. Il mesure 17 cm de haut et 9,42 cm de diamètre extérieur ;
- La **zone de stockage thermique** (TES) correspond à la cuve du TES et aux tubes à l'intérieur. Elle mesure 7 cm de haut, 9,42 cm de diamètre extérieur et est recouverte par un couvercle en cuivre pour éviter l'intrusion de matière extérieure ;
- Le **motif élémentaire** correspond à l'hexagone formé en rejoignant les 6 tubes au centre du TES (Figure 4.23) ;
- La **cellule d'étude** correspond au tube central (comparé à la simulation au chapitre 5).

2.3.5 Instrumentation : température et débit d'air

La position des thermocouples est donnée sur la Figure 4.29. Elle est pensée en prenant en compte les aspects suivants :

- La cartographie radiale de température (vue du dessus) est essentielle pour constater une dispersion éventuelle de la chaleur dans le plan horizontal liée notamment aux effets de bords. Normalement le banc est conçu de telle sorte que la chaleur dans les tubes se propage axialement uniquement. Cela doit être vérifié ;
- La cartographie axiale de température (vue en coupe) permet de suivre l'avancement du changement d'état du PCM et donc le niveau de charge ou de décharge du TES ;
- La température du PCM est mesurée à l'intérieur des tubes ;
- La température de la matrice cuivre est mesurée dans les espaces inter-tubes ;
- La température du câble doit être mesurée par sécurité ;
- La température de la sole doit être mesurée (moyenne de plusieurs points) en tant que référence pour la charge et la décharge du TES.

Thermocouple	Hauteur (cm)	Description
1	2	PCM Tube centre
2	4	PCM Tube centre
3	1	PCM Tube couronne
4	2	PCM Tube couronne
5	4	PCM Tube couronne
6	5	PCM Tube couronne
7	6	PCM Tube couronne
8	7	Interface TES/Couvercle
9	2	Paroi tube cellule
10	2	Paroi tube hors cellule
11	2	Paroi tube effet bord
12	4	Paroi tube cellule
13	4	Paroi tube hors cellule
14	4	Paroi tube effet bord
15	6	Paroi tube cellule
16	6	Paroi tube hors cellule
17	6	Paroi tube effet bord
Sole	Trois thermocouples (1 au fond du TES, et 2 entre le cuivre et le câble chauffant)	
Air In	Mesuré à l'entrée de la nourrice	
Air Out	Mesuré au niveau des raccords	



Thermocouples dans la zone stockage du banc d'essai

Figure 4.29. Position des thermocouples dans le banc d'essai

Dans l'idéal, il faudrait placer plusieurs thermocouples dans chaque tube comme pour le premier banc expérimental. Mais cette solution est impossible compte tenu de l'étroitesse des tubes (12 mm de diamètre) et de la difficulté d'y insérer un thermocouple. Pour mesurer la température du PCM de la

cellule d'étude, le tube central contient deux thermocouples à deux hauteurs différentes (2 et 4 cm de hauteur) ; les 6 autres tubes du motif élémentaire contiennent chacun 1 thermocouple à une hauteur variant de 1 à 7 cm (Figure 4.29).

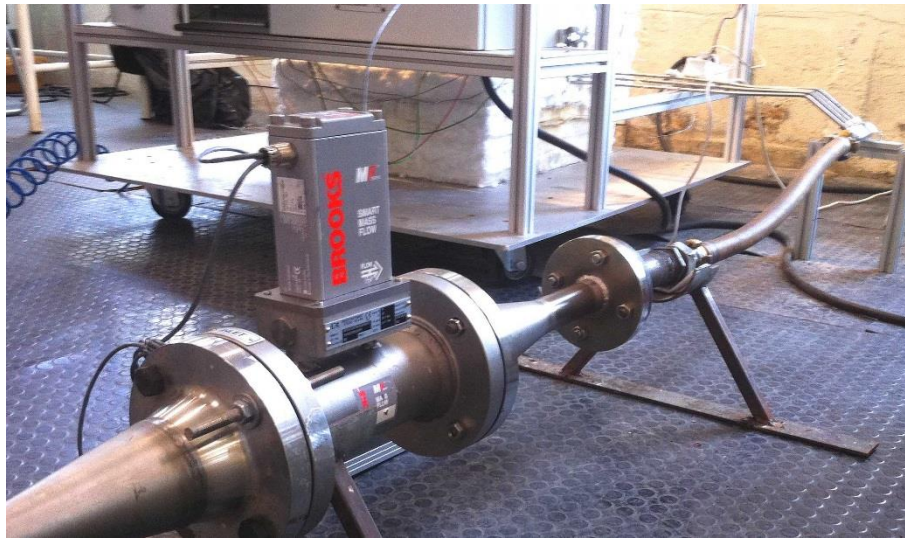


Figure 4.30. Débitmètre massique installé en amont de la nourrice d'alimentation en air

La Figure 4.30 montre le dispositif utilisé pour mesurer le débit de l'air. Le débit total est mesuré en amont de la nourrice et des conduits qui passent dans le banc d'essai. L'air provenant du réseau traverse un débitmètre massique Brooks MF64S étalonné avec de l'air. L'appareil délivre un signal en tension [0 - 5 V] directement proportionnel au débit [0 - 180 Nm³/h]. L'unité employée est le normal m³/h en référence au fluide circulant à la température de 0°C et à la pression de 1013,25 hPa. Pour obtenir le débit massique exprimé en kg/h il faut multiplier la mesure par la masse volumique normalisée de l'air à 0°C soit 1,293 kg/m³. La relation 4.25 donne le débit massique en g/s.

$$\dot{m}_{air}(g/s) = U(V) \times \frac{180 (Nm^3/h)}{5 (V)} \times 1,293 (kg/m^3) \times \frac{1000 g/kg}{3600 s/h} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{air}(g/s) = 12,93 \times U(V)$$

L'incertitude, pour un signal compris entre 1 et 5 V est de 1% de la mesure. Elle est constante et égale à 0,01 V pour un signal compris entre 0 et 1 V.

2.4 Protocole d'exploitation du banc d'essai

Avant d'exploiter le banc d'essai, il faut le remplir de matériau de stockage. Le carbonate de lithium se présente initialement sous forme de poudre et se tasse après une fusion. Plusieurs chauffages successives avec remplissage de poudre de Li₂CO₃ sont donc nécessaires afin d'effectuer un remplissage complet. Lorsque le banc d'essai est rempli, les pertes thermiques du banc et les effets de bord sur la cellule d'étude doivent être mesurés. Pour cela une faible puissance est imposée au câble chauffant. Le régime permanent est attendu pendant plusieurs heures.

- Dès que le régime permanent est considéré atteint, la température de l'isolant est mesurée sur toute sa surface. Les pertes par convection thermiques sont alors calculées ;
- La température dans le banc d'essai est mesurée. Elle permet de constater l'influence des pertes thermiques sur la cellule d'étude. Pour cela, l'écart de température entre les différents points de mesure est calculé.

Lorsque les pertes thermiques et les effets de bord sur la cellule d'étude sont connus, le stockage thermique subit des charges et des décharges.

- A partir d'un régime permanent à température ambiante, le banc d'essai est porté à la température de 600°C avec plusieurs puissances. Cela permet de qualifier sa capacité à se charger thermiquement au démarrage (de la centrale solaire par exemple).
- A partir d'un régime établi à 600°C, le banc d'essai est chauffé avec une densité de flux constante jusqu'à 800°C avec différentes puissances. La densité de flux constante permet de faciliter le calcul des bilans d'énergie. La charge thermique est alors caractérisée dans la gamme de températures de fonctionnement du TES.
- A partir d'un régime établi à 800°C, le banc d'essai est refroidi avec un débit massique d'air constant (comme le fait le récepteur solaire). Le bilan d'énergie est calculé et l'observation de l'évolution des températures permet de caractériser la décharge du TES.

Enfin, le banc d'essai doit subir une succession de phases de chauffe et de refroidissement pour étudier son comportement à partir d'un état non-stabilisé. En effet, lorsque le banc se refroidit, un gradient thermique s'installe dans toute la hauteur du TES. Si la décharge est subitement interrompue par une charge thermique, le comportement du TES change. L'évolution des températures doit être analysée pour caractériser ce rythme de fonctionnement du stockage. Un thermocouple est alors choisi comme référence. A partir d'un état stabilisé à 800°C, le banc est refroidi jusqu'à ce que le thermocouple de référence indique 600°C. Immédiatement, la chauffe est relancée pour charger le TES. L'opération est répétée pour d'autres températures seuils comprises entre 600 et 800°C.

3 Résultats expérimentaux du banc d'essai à structure en nid d'abeilles

La procédure de remplissage se déroule par étapes successives. La poudre de carbonate de lithium est introduite dans les tubes jusqu'au niveau maximum. Un cycle de fusion/solidification est ensuite effectué. On réitère l'opération sur le volume laissé vacant. En pratique, nous observons que le liquide s'échappe par le haut des tubes. Cela nous a contraints à limiter le remplissage à mi-hauteur. Il y a donc 3,5 cm de Li_2CO_3 dans les tubes.

La liste des expériences est donnée en Annexe 6.

3.1 Analyse thermique en régime permanent

3.1.1 Expériences retenues

Différentes expériences sont menées avec une puissance électrique injectée dans le banc d'essai constante. Les pertes thermiques sont mesurées à plusieurs reprises en maintenant une puissance électrique constante sur le câble chauffant de 100 à 160 W. Pour ces puissances, la sole varie est maintenue dans une gamme de températures comprises entre 600 et 800°C. Quatre expériences sont menées :

- Manip 33 à 160 W ;
- Manip 34 à 100 W ;
- Manip 35 à 120 W ;
- Manip 36 à 140 W.

3.1.2 Mesure des pertes thermiques

Les résultats des expériences 33 à 34 sont reportés sur la Figure 4.31. Ceci permet d'avoir une référence de la puissance de pertes. Les pertes thermiques sont comprises entre 100 et 160 W pour une température de sole comprise entre 600 et 800°C. Le calcul de 500 W de pertes était donc vraiment surestimé. Ceci s'explique car l'épaisse couche d'isolant installée autour du banc d'essai n'a une température extérieure que de 30°C (au lieu de 50°C pris en compte) et échange donc beaucoup moins de chaleur avec l'environnement ambiant.

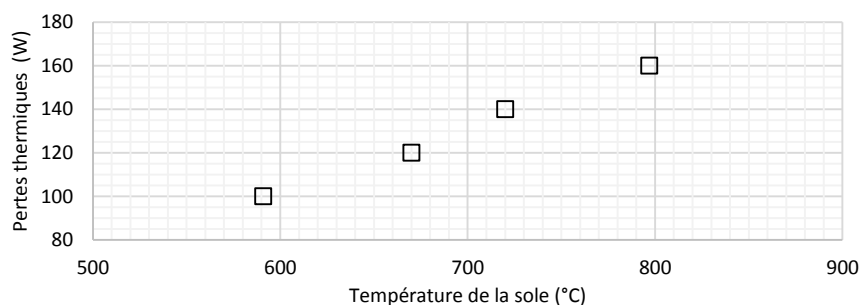


Figure 4.31. Pertes thermiques du banc d'essai mesurées en fonction de la température de sole

Selon le graphe de la Figure 4.31, les pertes thermiques mesurées augmentent de façon linéaire avec la température de la sole. Cette tendance signifie que la convection naturelle autour de l'isolant est le phénomène prédominant des pertes. Il n'y a pas de pertes par rayonnement. Ceci est tout à fait cohérent avec la température de l'isolant en surface qui est proche de l'ambiant. La régression linéaire effectuée donne la loi de pertes thermiques en fonction de la température de la sole :

3.1.3 Effets de bord sur la cellule d'étude et le motif élémentaire

Deux directions des effets de bord sont étudiées : les effets radiaux et verticaux. En phase solide, les mesures de température de l'expérience 34 (100 W, sole à 600°C) sont reportées dans l'avant dernière colonne du Figure 4.32. En phase liquide ce sont celles de l'expérience 33 (160 W, sole à 800°C), reportées dans la dernière colonne du Figure 4.32.

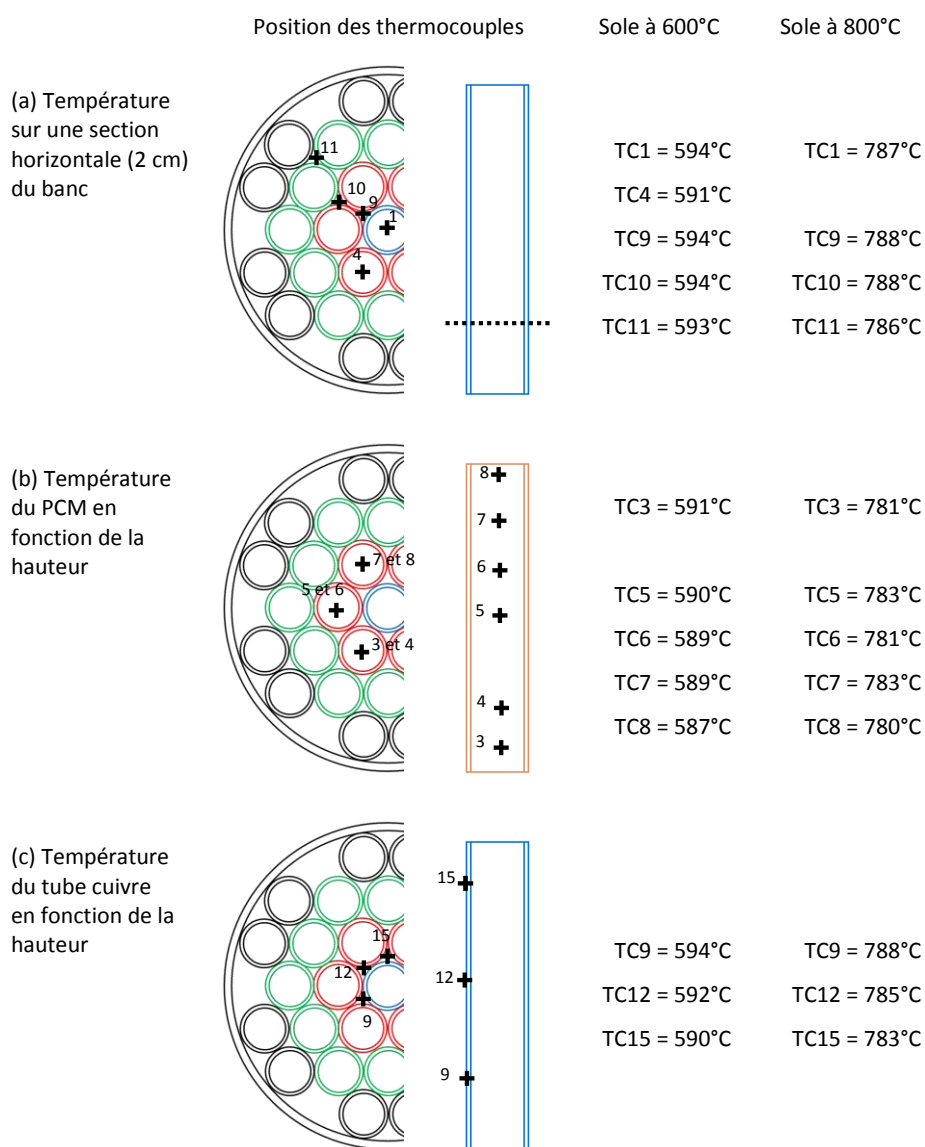


Figure 4.32. Mesure de la température en régime permanent, sole de 600°C à 800°C

Sur la section à 2 cm de hauteur (Figure 4.32 a), la température est quasiment la même dans tout le motif élémentaire. TC1, TC9 et TC10 mesurent la même température lorsque la sole est à 600°C ou bien 800°C. TC4 donne une mesure de température 3°C en-dessous des autres sans raison particulière. Cette erreur systématique, fait que TC4 est écarté de l'analyse. La température mesurée par TC11, à l'extérieur du motif, est inférieure de 1°C. Cet écart se situe dans la gamme d'erreur de mesure des thermocouples ($\pm 2^\circ\text{C}$). On peut donc conclure que la température est uniforme dans le motif élémentaire étudié et qu'il est isolé des effets de bord.

La température du PCM n'est mesurée que par TC3 (à 1 cm de la sole) puisque TC4 a été écarté de l'analyse et que le PCM n'atteint pas le sommet des tubes. Un seul thermocouple ne permet pas de conclure sur la dispersion axiale de la température dans le PCM.

Enfin la température du tube en fonction de la hauteur, mesurée par TC9, TC12 et TC15, met en évidence un gradient thermique axial. La température diminue d'environ 1°C par cm.



Ce qu'il faut retenir

Expériences en régime permanent avec le banc d'essai

Les mesures en régime permanent mettent en évidence des pertes thermiques du banc d'essai de très faible intensité. La puissance injectée, ramenée à la surface du banc, donne une densité de flux de pertes comprise entre 1,5 et 2,5 kW/m². La chaleur est captée par l'épaisse couche d'isolant. Le motif élémentaire, au centre du banc d'essai, est considéré isolé thermiquement des effets de bord radiaux. En effet, sa température sur une section horizontale est uniforme. Axialement, un gradient thermique s'établit de 1°C/cm. Cette valeur très faible amène à faire l'hypothèse que la cellule d'étude a une température uniforme en régime permanent (pas de pertes).

3.2 Analyse thermique en régime transitoire

3.2.1 Expériences retenues

L'expérience 22 est retenue pour l'analyse en régime transitoire de charge thermique. Elle consiste à chauffer le banc d'essai avec une puissance électrique de 500 W constante, à partir d'une température initiale uniforme dans le TES à 640°C. Pour l'analyse en décharge thermique, l'expérience 29 est retenue. L'objectif est de refroidir le banc avec un débit massique d'air constant.

3.2.2 Chauffage du banc d'essai (expérience 22)

3.2.2.1 Evolution de la température lors de la charge

Le banc d'essai est chauffé avec une puissance de 500 W constante pendant une heure. La Figure 4.33 montre l'évolution de la température de la sole à plusieurs endroits.

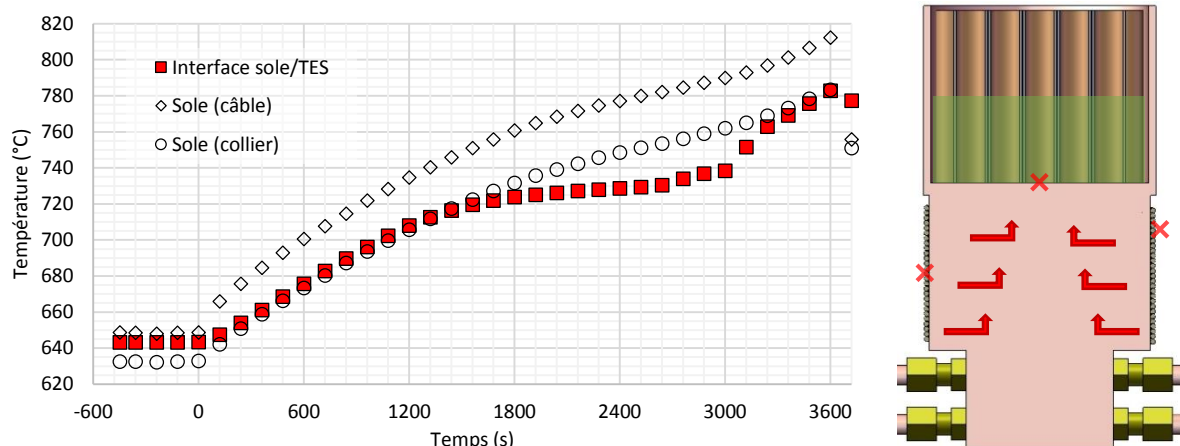


Figure 4.33. Mesure de la température autour de la sole, charge

La température au niveau du câble chauffant croît instantanément dès que le courant électrique circule. A l'interface sole/TES, la température croît moins rapidement et un ralentissement de la

croissance de la température est mesuré entre 720 et 740°C. Ce ralentissement est lié au changement d'état du PCM à température quasi constante. A $t = 3600$ s, le chauffage est interrompu car la sole dépasse la température limite de 800°C.

Pour la suite, la température de l'interface sole/TES sert de référence à l'observation de l'évolution de la température dans le PCM et dans le tube de cuivre.

Température dans le PCM, direction axiale :

La Figure 4.34 présente l'évolution des températures dans le PCM. Elle met en relief une mesure perturbée au niveau de TC4, situé à la même hauteur que TC2 mais à l'intérieur d'un tube tangent au tube central. Alors que le PCM fond, TC4 enregistre une chute brutale de la température d'une dizaine de degrés. Cet écart se maintient jusqu'à la fin de la charge. Il s'agit d'un cas isolé. TC4 est par conséquent écarté de l'analyse.

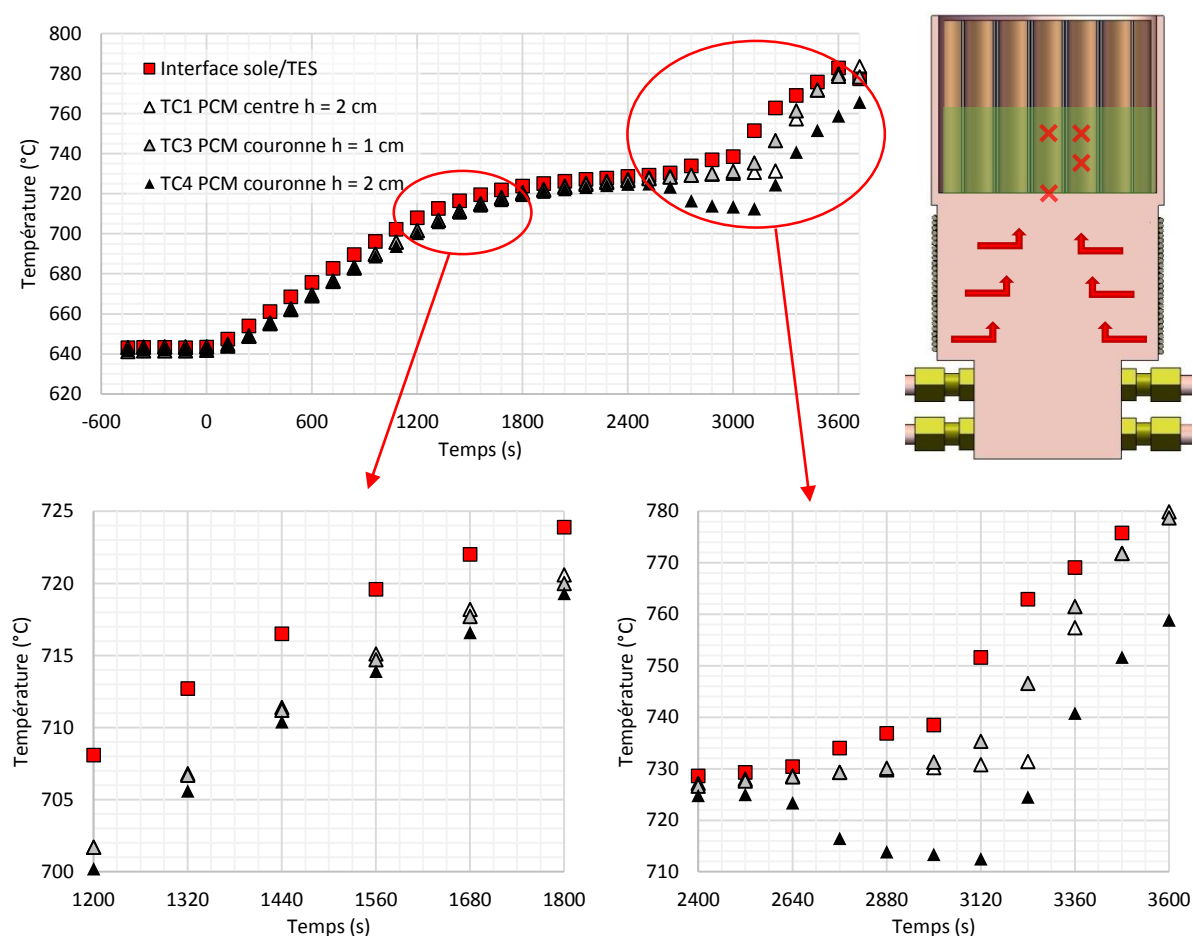


Figure 4.34. Mesure de la température dans le PCM, charge

L'évolution de la température du PCM, mesurée par les autres thermocouples, suit de près celle de l'interface sole/TES avec un écart de l'ordre de 6°C jusqu'à $t = 1800$ s. Dans le PCM, TC1 et TC3 mesurent des températures très proches alors que les thermocouples sont séparés de 1 cm (en hauteur). La densité de flux de charge, relativement faible, génère donc peu d'écart de température entre la sole et le PCM et également au sein du PCM. Les températures se stabilisent dans la gamme 720 et 730°C car le PCM fond. Le palier dure 20 minutes à 1 cm de hauteur. A 2 cm de hauteur, le palier dure 4 minutes supplémentaires car le PCM est plus éloigné de la sole et met plus de temps à fondre. Lorsque la fusion se termine, la température croît de nouveau. Le point d'inflexion se situe à 730°C à t

= 3000 s à 1 cm de hauteur et à $t = 3240$ s à 2 cm de hauteur. Il s'agit de la température de fusion du carbonate de lithium.

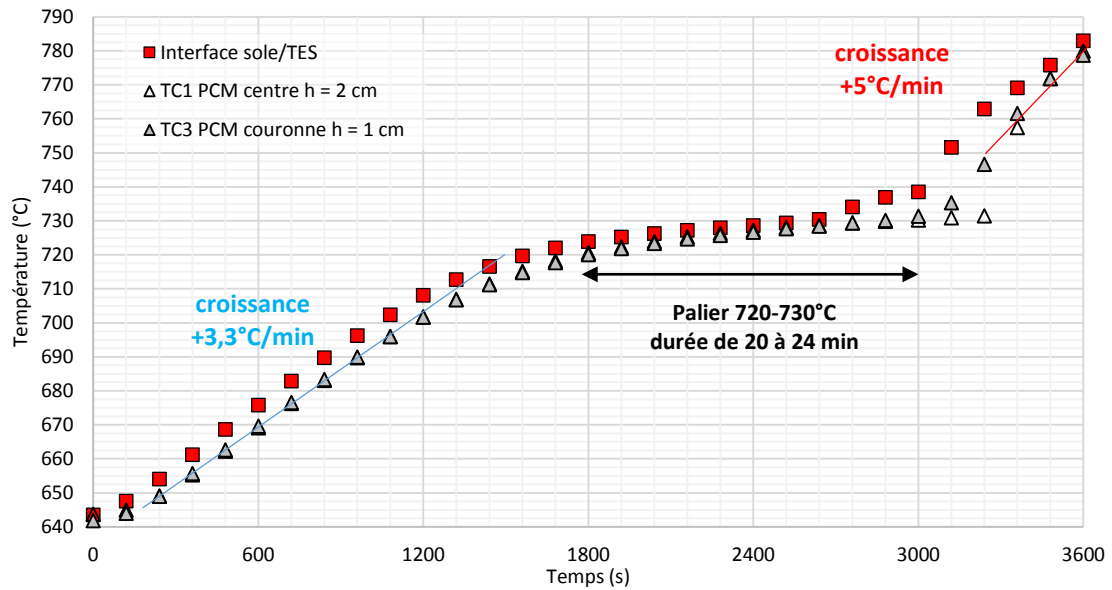


Figure 4.35. Vitesse de croissance de la température dans le PCM, charge

La vitesse de croissance de la température du PCM est calculée sur la Figure 4.35. Alors que le flux de la charge est constant, la température croît plus vite lorsque le PCM est liquide plutôt que solide. En effet, le liquide est bon conducteur thermique (par rapport au solide) et assure un meilleur contact avec les surfaces de cuivre.

Température dans le tube de cuivre :

En mesurant la température du tube de cuivre, on cherche à décrire la qualité de l'effet d'ailette. C'est-à-dire le transfert de chaleur de la sole jusque dans le tube de cuivre. Les mesures sont présentées sur la Figure 4.36.

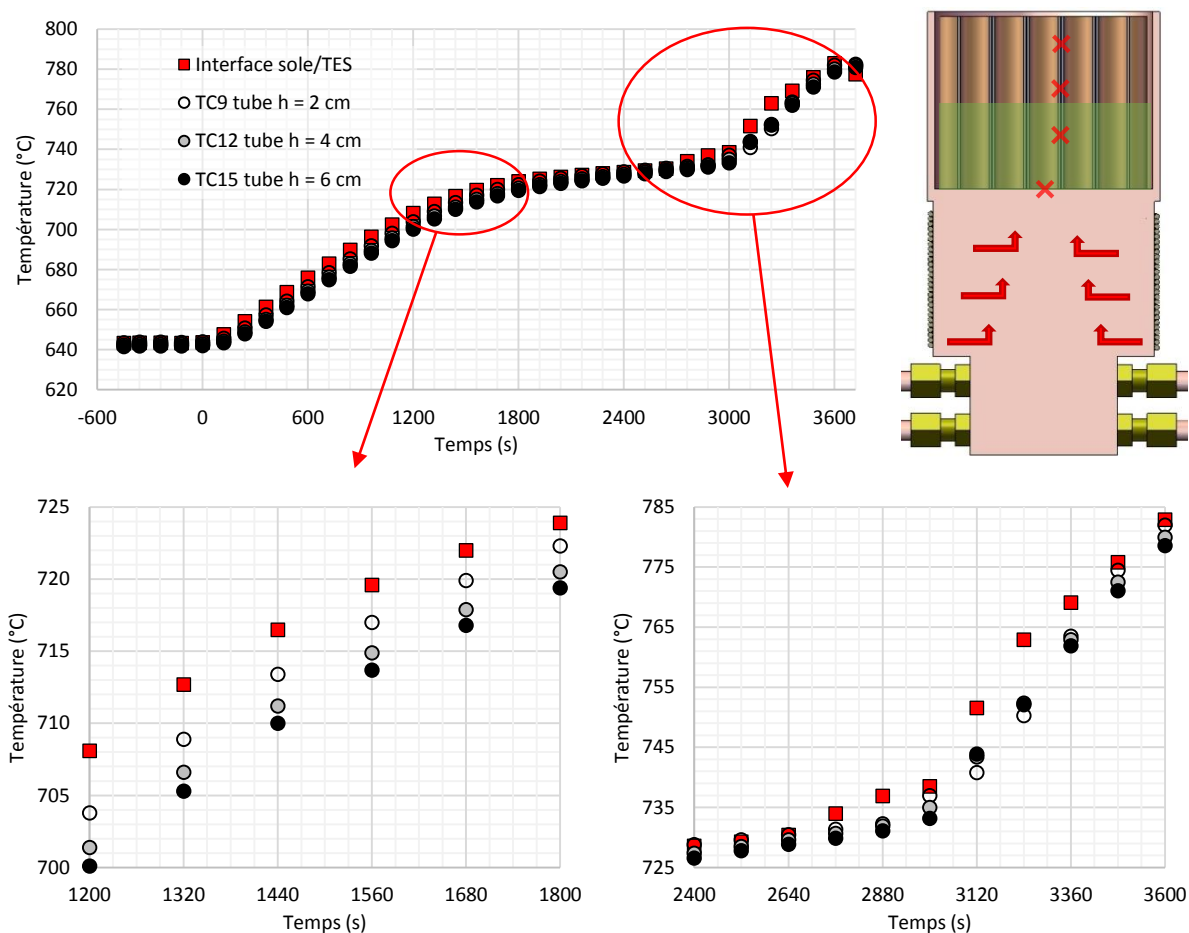


Figure 4.36. Mesure de la température du tube de cuivre, charge

Par rapport à l'évolution de la température de l'interface sole/TES, le tube a une évolution comparable, même à la fin du palier. Un écart de température entre la sole et le tube de cuivre est mesuré. Cet écart est de l'ordre de 8°C avec la partie haute du tube avant $t = 1800$ s. Lorsque le PCM change d'état, la sole et le tube ont la même température. A la fin du palier, il y a très peu d'écart de température entre la sole et le tube.

Dans le cas où l'effet d'ailette serait idéal, la sole et le tube de cuivre auraient la même température. Or les mesures mettent en évidence un écart de température, surtout au début de la charge lorsque le PCM est solide. L'effet d'ailette existe mais il est très imparfait lorsque le PCM est solide.

Echange de chaleur entre le tube et le PCM :

En mesurant l'écart de température entre le tube et le PCM, on cherche à caractériser l'échange entre le tube de cuivre et le PCM. Les mesures sont présentées sur la Figure 4.37. Seule la mesure à 2 cm de hauteur est présentée car les autres mesures (à 4 et à 6 cm de hauteur) ne sont pas en contact avec le matériau à changement de phase qui ne dépasse pas 3,5 cm de hauteur.

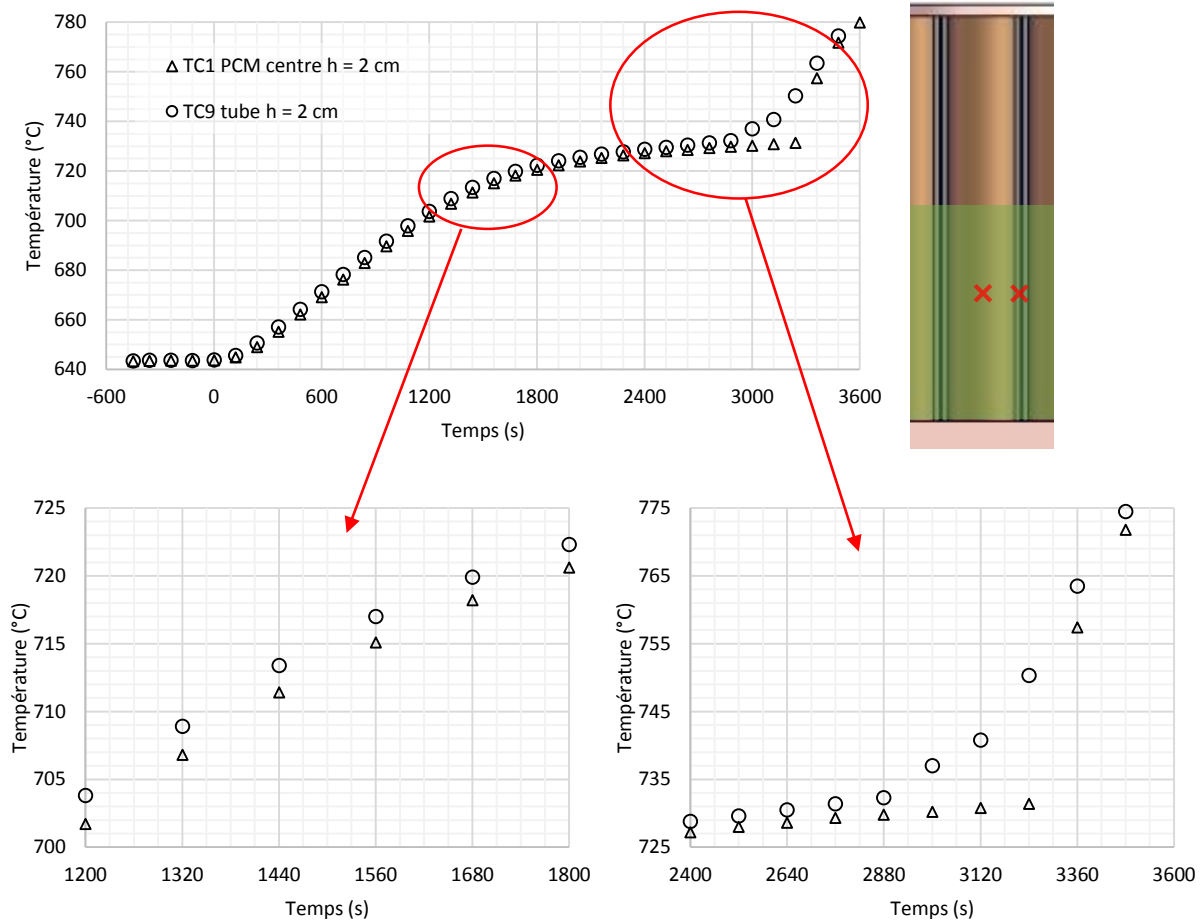


Figure 4.37. Comparaison de la température du tube et du PCM à 2 cm de hauteur, charge

Alors que le PCM est solide, la température du tube de cuivre augmente. Celle du PCM augmente de façon comparable à celle du tube avec un écart d'environ 2°C. Lorsque le PCM est en cours de fusion, la température du tube de cuivre est stable. A partir de $t = 2880$ s, la température du tube augmente car la fusion en proche paroi est terminée. Le PCM au centre du tube poursuit son processus de changement de phase jusqu'à $t = 3240$ s. A partir de cet instant, le PCM est entièrement liquide et la température dans la cellule d'étude s'homogénéise.

3.2.2.2 Densité de flux de chaleur et bilan d'énergie lors de la charge

Dans l'objectif de simuler le comportement de la cellule d'étude pendant la charge, la densité de flux de chaleur entrante est une donnée essentielle. Elle est calculée (relation 4.26) à partir de la puissance électrique injectée, constante, et en déduisant les pertes thermiques mesurées.

$$\varphi_{charge\ banc} = \frac{P_{elec} - P_{pertes\ mesurées}}{S_{section\ TES}} \quad (4.26)$$

$$\varphi_{charge\ banc} = \frac{500 - 135}{\pi \times 0,0471^2}$$

$$\varphi_{charge\ banc} = 52,4\ kW/m^2$$

Cette densité de flux s'applique à tout le banc d'essai, y compris à l'isolant thermique. Pour quantifier l'énergie chargée dans le motif élémentaire pendant une heure, un bilan d'énergie est effectué. Il est calculé de deux façons pour vérifier la cohérence des résultats. Le produit de la puissance électrique injectée par la durée de chauffage (relation 4.27) est une première méthode.

$$E_{banc\ essai} = (P_{elec} - P_{pertes}) \times durée \quad (4.27)$$

$$E_{banc\ essai} = (500 - 135) \times 3600$$

$$E_{banc\ essai} = 1,31\ MJ$$

L'énergie chargée dans le banc d'essai est, d'après ce premier calcul, de 1,3 MJ. La seconde méthode est un bilan enthalpique. Pour ce calcul (relation 4.28), nous considérons d'après les mesures un échauffement de 156°C pour la sole et de 140°C pour le TES. L'isolant s'est échauffé d'environ 20°C. La masse de chaque élément est la suivante : 5,3 kg de cuivre pour le socle, 600 g de cuivre pour la cuve autour du TES, 300 g de cuivre pour le couvercle du TES, 800 g de cuivre dans les tubes du TES, 360 g de PCM, et enfin 25 kg d'isolant de capacité calorifique 1000 J/(kg.K).

$$E_{banc\ essai} = (m\ Cp\ \Delta T)_{cuivre\ sole} + (m\ Cp\ \Delta T)_{cuivre\ cuve} + (m\ Cp\ \Delta T)_{cuivre\ couvercle} + (m\ Cp\ \Delta T)_{cuivre\ tubes} + (m\ Cp\ \Delta T + m\ L)_{PCM\ TES} + (m\ Cp\ \Delta T)_{isolant} \quad (4.28)$$

$$E_{banc\ essai} = 1,22\ MJ$$

La répartition de l'énergie chargée (4.28) dans les différents éléments est illustrée par la Figure 4.38.

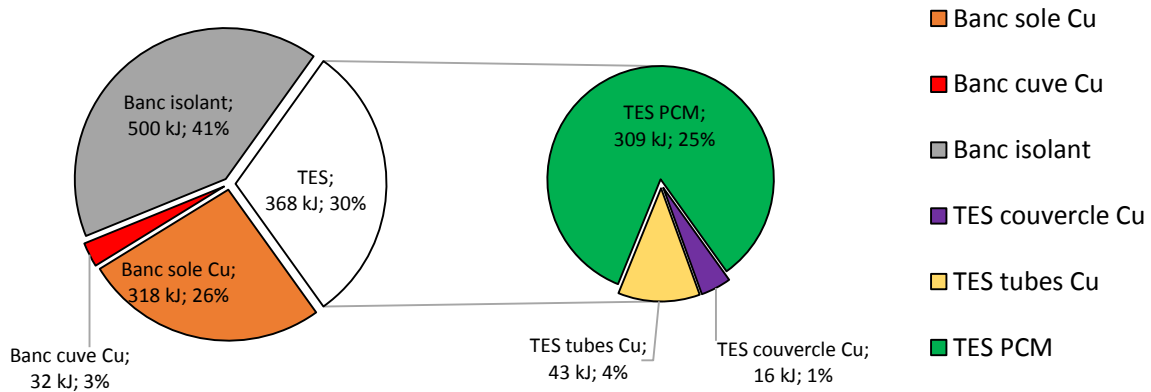


Figure 4.38. Répartition de l'énergie chargée dans le banc d'essai

D'après la Figure 4.38, l'isolant prélève 41% de l'énergie, la majorité, à cause de ses dimensions importantes par rapport à celles du banc d'essai. Le cuivre, contenu dans la sole et constituant la cuve, s'approprie 29% de l'énergie chargée. Le TES, composé du PCM et du cuivre des tubes et du couvercle, accumule 30% de l'énergie.

Les deux expressions de l'énergie chargée dans le banc d'essai (relations 4.27 et 4.28) conduisent à des valeurs voisines, respectivement 1,31 MJ et 1,22 MJ. Nous considérons que la chaleur stockée pendant une heure de charge est 1,26 MJ. L'énergie accumulée dans le TES correspond à 30% de cette valeur, soit 378 kJ de chaleur stockée.

$$E_{TES} = 30\% \times \overline{E_{banc\ essai}} \quad (4.29)$$

$$E_{TES} = 378\ kJ$$

La quantité d'énergie stockée dans le motif élémentaire est calculée en utilisant le rapport des surfaces du motif (hexagonal) et du banc :

$$E_{\text{motif}} = E_{\text{TES}} \frac{S_{\text{motif}}}{S_{\text{section banc}}} = E_{\text{TES}} \times \frac{6\sqrt{3}R^2}{\pi R_{\text{banc}}^2} \quad (4.30)$$

$$E_{\text{motif}} = 378 \times \frac{6\sqrt{3} \times 0,007^2}{\pi \times 0,0471^2}$$

$$E_{\text{motif}} = 27,6 \text{ kJ}$$

Le potentiel énergétique (relation 4.31) prédit que la cellule à moitié remplie de PCM peut contenir une énergie maximum de 29 kJ entre 640 et 780°C :

$$\begin{aligned} \text{Potentiel}_{\text{énergétique}} = & S_{\text{cellule}} H_{\text{PCM}} \tau_{\text{vol,PCM}} (\rho_{\text{PCM,sol}} c_{p\text{PCM}} \Delta T_{\text{sol}} + \overline{\rho_{\text{PCM}}} L + \rho_{\text{PCM,liq}} c_{p\text{PCM}} \Delta T_{\text{liq}}) \\ & + (1 - \tau_{\text{vol,PCM}}) S_{\text{cellule}} H_{\text{Cu}} \rho_{\text{Cu}} c_{p\text{Cu}} \Delta T_{\text{max}} + S_{\text{cellule}} H_{\text{couvercle}} \rho_{\text{Cu}} c_{p\text{Cu}} \Delta T_{\text{max}} \end{aligned} \quad (4.31)$$

Le calcul à partir du bilan enthalpique sur le banc d'essai (résultat 4.30) correspond à 95% du potentiel énergétique. L'écart de 5% correspond à la chaleur sensible dans le PCM liquide perdue sous forme de gradient thermique.

Dans l'objectif de simuler numériquement le chauffage de la cellule d'étude, la densité de flux de chaleur relative à la charge est calculée en considérant 30% de la densité de flux de charge du banc d'essai.

$$\varphi_{\text{charge TES}} = 30\% \times \varphi_{\text{charge banc}} \quad (4.32)$$

$$\varphi_{\text{charge TES}} = 15,7 \text{ kW/m}^2$$

D'après la relation 4.32, la cellule d'étude se charge avec une densité de flux de 15,7 kW/m².



Ce qu'il faut retenir

Charge de la cellule d'étude à haute température

L'évolution des températures mesurées dans le motif élémentaire correspond à l'évolution de la température d'un matériau à changement de phase. Une phase de croissance de la température, lorsque le PCM est majoritairement solide, est suivie d'une stabilisation de la température lorsque le PCM fond. Une nouvelle phase de croissance de la température survient quand la fusion se termine. La fusion du PCM survient à 730°C et engendre une stabilisation de la température du TES entre 720 et 730°C. La fin du changement d'état est marquée par un saut de température du PCM car le liquide homogénéise la température. D'après les mesures, la température de la cellule croît plus rapidement lorsque le PCM est liquide car il conduit mieux la chaleur et est en meilleur contact avec la sole et le tube de cuivre. L'apparition d'un écart de température entre la sole chauffante et les tubes en cuivre témoigne d'un effet d'aillette imparfait.

A partir d'une puissance constante du câble électrique, les calculs montrent que la cellule d'étude se charge avec une densité de flux de 15,7 kW/m², constante. D'après un bilan enthalpique, le motif élémentaire stocke 95% de son potentiel énergétique, de 29 kJ, entre 640 et 780°C. Les 5% d'écart sont liés au gradient thermique résiduel dans le PCM liquide.

3.2.3 Refroidissement du banc d'essai (expérience 29)



Pour l'étude de cette décharge, l'instant initial ($t = 0$ s) correspond à l'ouverture du circuit de refroidissement et à l'interruption simultanée de la chauffe électrique.

3.2.3.1 Vue d'ensemble de la décharge thermique

Avant le refroidissement du banc d'essai, un régime permanent est provoqué en imposant une densité de flux constante égal aux pertes thermiques. Le banc d'essai se maintient à la température d'environ 785°C durant plus de 30 minutes. La Figure 4.39 montre le régime permanent et la sortie de ce régime, à l'instant $t = 0$ s, avec l'ouverture du circuit de refroidissement.

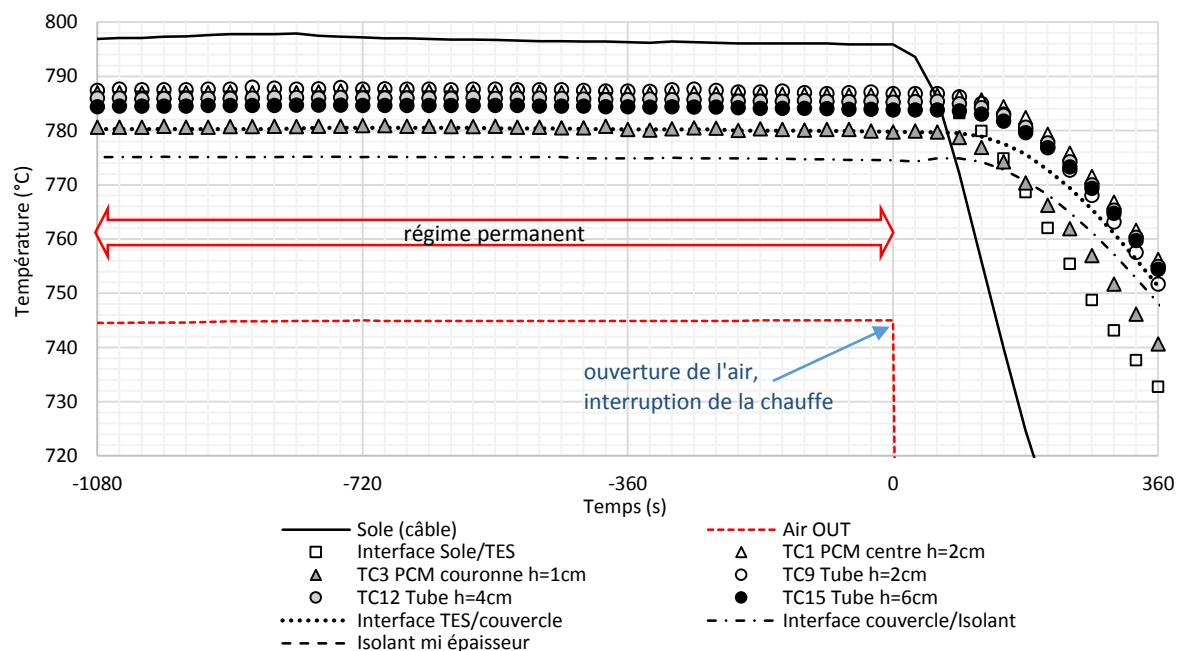


Figure 4.39. Début du refroidissement du banc d'essai, sortie du régime permanent

La plupart des températures mesurées dans le TES sont illustrées. A $t = 0$, la circulation de l'air provoque une chute très rapide de la température de l'air en sortie. Elle passe de 745°C à 300°C en moins d'une minute. La température du câble chauffant chute aussi très rapidement car le courant électrique est interrompu, en plus d'être situé très proche du puits de chaleur. La décroissance de la température dans la cellule d'étude ne survient qu'environ 2 minutes après ouverture du circuit de refroidissement. Le retard est attribué à plusieurs facteurs :

- Le refroidissement est d'abord efficace au niveau des conduits de refroidissement ;
- La masse de cuivre de la sole se refroidit avant de refroidir le TES.

La Figure 4.40 montre une vue d'ensemble du refroidissement du banc d'essai sur une heure. Cette vue d'ensemble permet de séparer le refroidissement en deux étapes :

- La première étape se réalise avant $t = 1080$ s, l'isolant ne fournit pas de chaleur au banc. La Figure 4.41 montre une vue centrée sur la première phase de refroidissement, alors que le PCM change d'état. Le banc se refroidit dans la gamme de températures comprises entre 600 et 800°C ;
- La seconde commence à $t = 1080$ s, l'isolant se refroidit, transfère sa chaleur au banc d'essai, et ralentit son refroidissement.

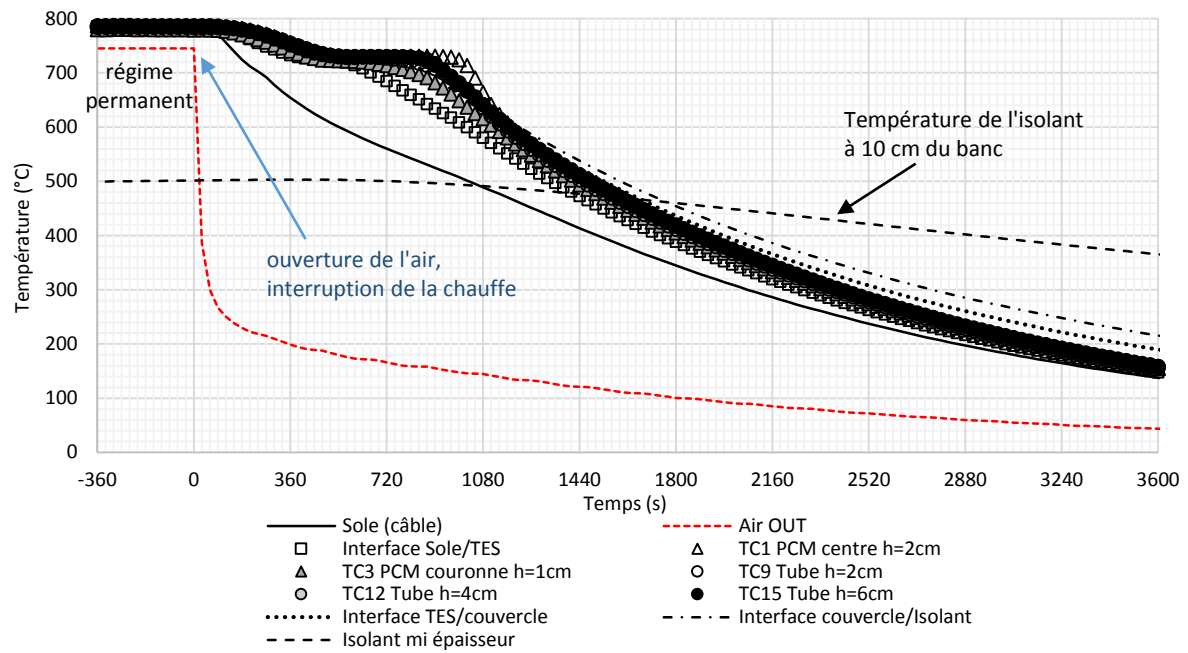


Figure 4.40. Vue d'ensemble des températures lors du refroidissement du banc d'essai

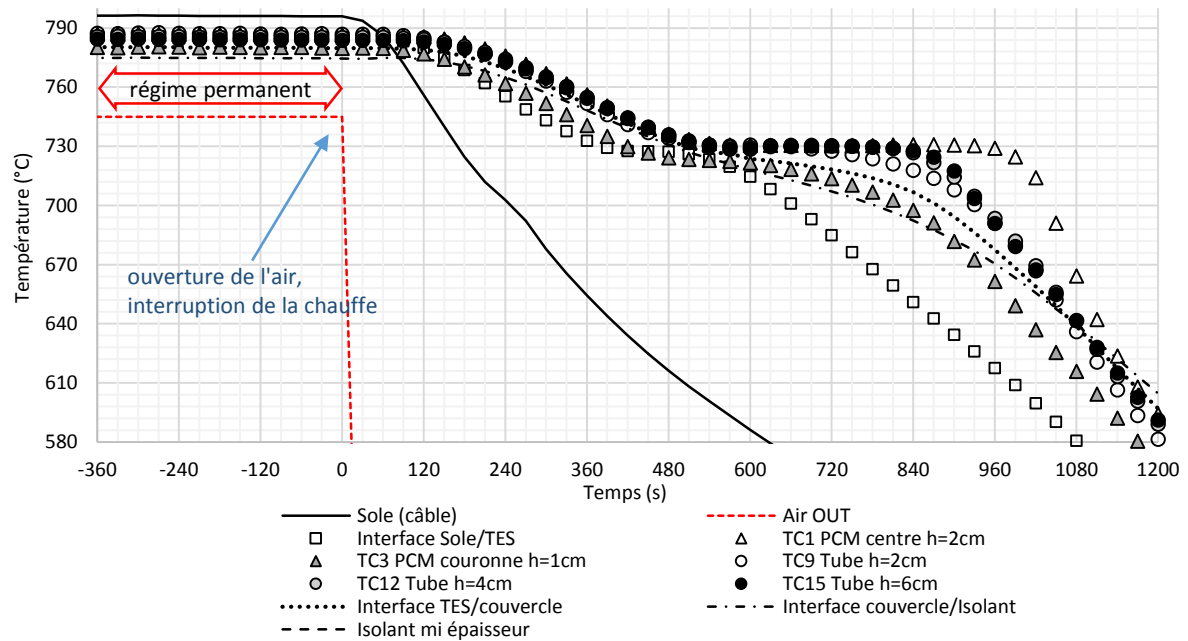


Figure 4.41. Zoom autour de la solidification du PCM entre 600 et 800°C

Ces vues, avec l'ensemble des thermocouples, mettent en relief le fait que les températures dans le motif élémentaire sont assez proches, sauf durant la solidification du PCM. En effet, le PCM en solidification dégage de la chaleur alors que la sole continue de se refroidir. Observons plus en détail l'évolution de chacune des températures.

3.2.3.2 Température de l'air dans les conduits

L'évolution de la température de l'air est illustrée sur la Figure 4.42. La température de l'air à l'entrée est constante autour de 10°C. Elle ne subit pas d'échauffement. Le banc d'essai est chaud mais les conduits sont bien refroidis en amont par l'air ambiant en dehors de l'isolant.

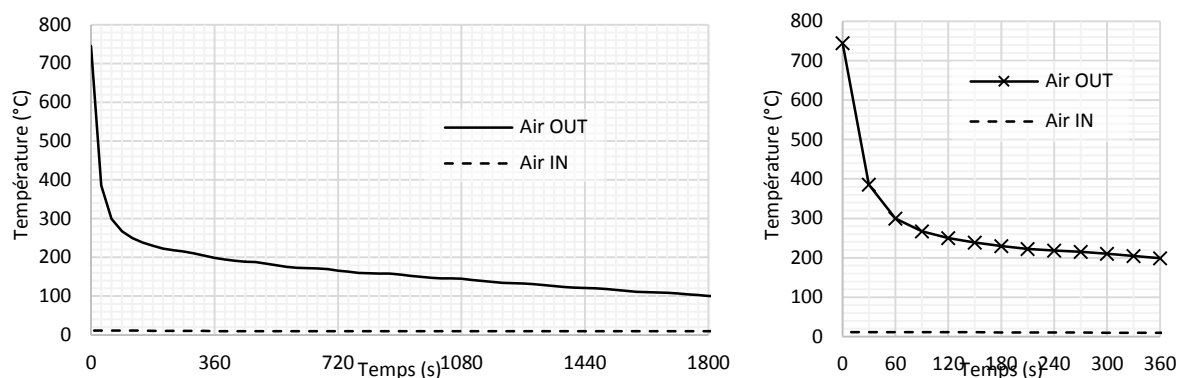


Figure 4.42. Mesure de la température de l'air à l'entrée et à la sortie, décharge

La température de l'air à la sortie est initialement de 750°C, proche de la température du banc d'essai. Celle-ci diminue très rapidement dès l'ouverture du circuit de refroidissement. Au bout d'une minute, l'air sort à 300°C. A partir de 30 minutes de refroidissement, l'air sort à 100°C. La température d'air à la sortie suit une évolution de type exponentielle décroissante durant les premiers instants (2 minutes). Son évolution est ensuite linéaire.

Le régime transitoire des deux premières minutes correspond à un refroidissement des conduits (long de 2 mètres). En régime de refroidissement établi, l'échauffement de l'air décroît en suivant une loi linéaire du temps.

3.2.3.3 Température de la sole et de l'interface sole/TES

L'évolution de la température de la sole, lors du refroidissement du banc, est illustrée sur la Figure 4.43.

La température de la sole est mesurée à mi-hauteur sur la surface extérieure de la sole. Un thermocouple est coïncé entre deux spires du câble chauffant et l'autre est fixé sur le collier en inox qui maintient le câble. Chacun de ces thermocouples est situé d'un côté des conduits de refroidissement. Or ces deux thermocouples mesurent la même température au cours du refroidissement. La température de sole est donc considérée uniforme.

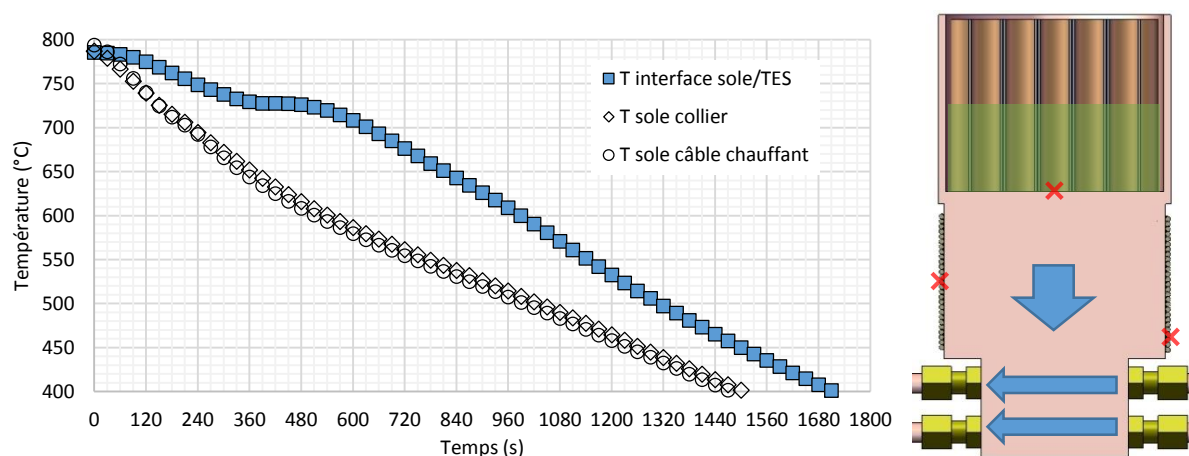


Figure 4.43. Mesure de la température de la sole à plusieurs endroits, décharge

Le thermocouple « Interface sole/TES » plonge dans le TES jusqu'au contact avec la sole. La température de l'interface décroît mais se stabilise pendant quelques minutes entre 725 et 730°C. Cela correspond à la solidification du PCM à proximité de la sole.

L'écart de température est très important entre l'interface sole/TES et le bas de la sole, qui est très vite refroidie par l'air.

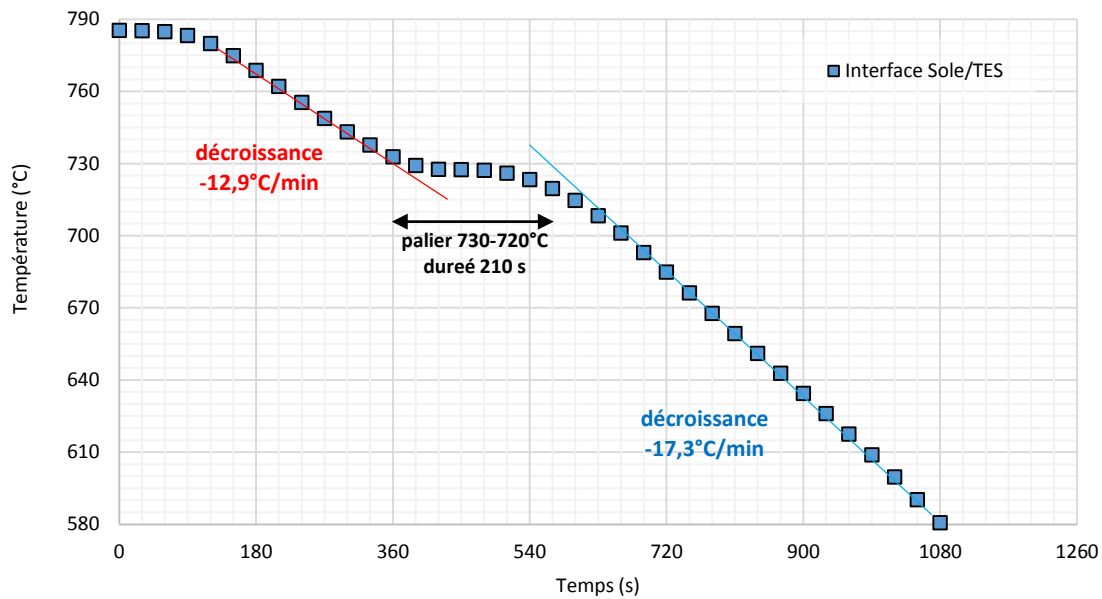


Figure 4.44. Vitesse de refroidissement à l'interface entre la sole et le TES

La vitesse de refroidissement au niveau de l'interface sole/TES est initialement d'environ -13°C/min . Après un palier entre 730 et 720°C , la vitesse de refroidissement augmente pour atteindre -17°C/min . Cette augmentation du taux de refroidissement est surprenante alors que l'échauffement de l'air est moindre. Cela peut s'expliquer par la meilleure conduction du PCM en phase liquide. La sole capte mieux la chaleur provenant du TES. Lorsque le PCM est solide, il crée une résistance thermique. Le TES se décharge moins bien dans la sole. En conséquence, la sole se refroidit plus vite.

3.2.3.4 Température dans le matériau à changement de phase

L'évolution de la température du PCM est illustrée sur la Figure 4.45. La température du PCM est mesurée à 1 et 2 cm de hauteur.

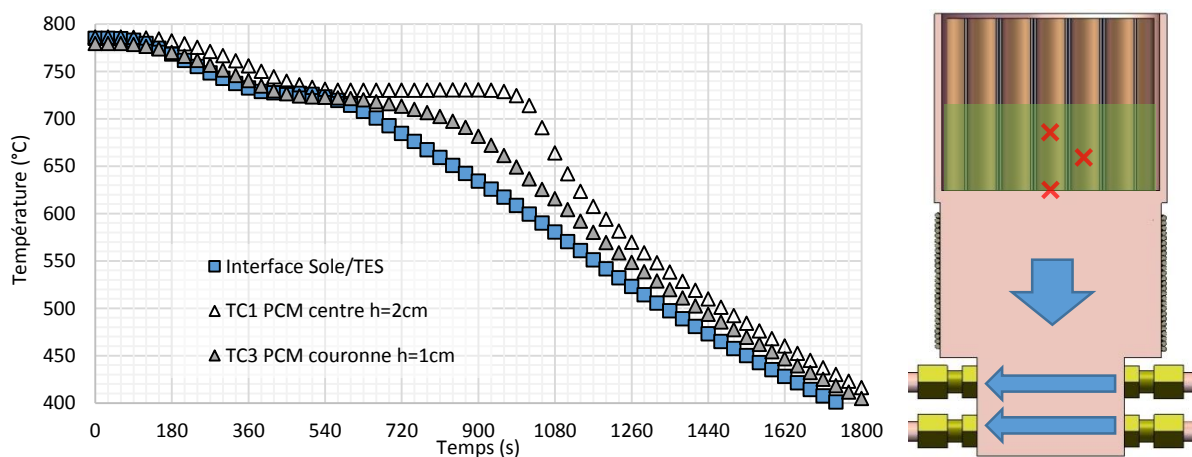


Figure 4.45. Mesure de la température du PCM, décharge

Globalement, les mesures de la température du PCM sont en accord avec les trois phases typiques de la décharge d'un PCM. Une décroissance suivie d'une stabilisation, puis une nouvelle décroissance de la température.

- La température mesurée en TC3, à 1 cm de hauteur et toujours inférieure à TC1 (2 cm de hauteur) ;
- La solidification commence et se termine plus tôt, à 1 cm de hauteur, qu'à 2 cm de hauteur.

Ce comportement est en adéquation avec une extraction de la chaleur par le bas. La solidification survient à 730°C selon TC1 à 2 cm au-dessus de la sole. TC3 est plus proche de la sole. L'influence de la sole se fait sentir puisqu'aucun palier n'est mesuré. TC3 ne capte qu'un ralentissement de la décroissance de la température.

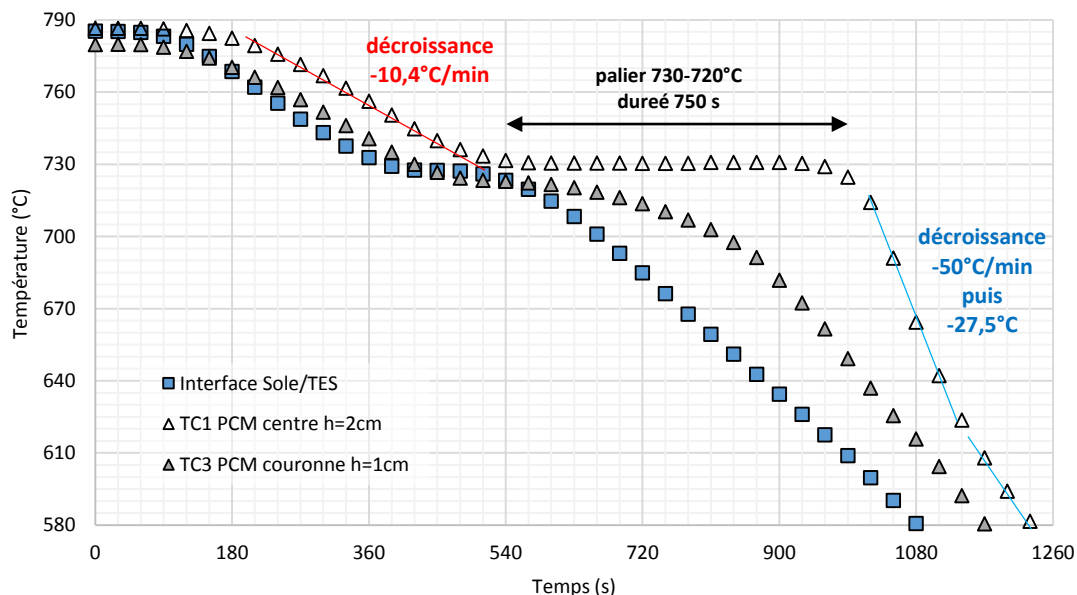


Figure 4.46. Vitesse de refroidissement dans le PCM

D'après les mesures, le refroidissement du TES est d'environ -10°C/min lorsque le PCM est en phase liquide. Il est de l'ordre de -27 à -50°C/min après le palier de solidification. La décroissance de la température du PCM tend à rejoindre celle de la sole avec un écart de température constant.

3.2.3.5 Température du tube de cuivre, effet d'ailette

L'évolution de la température du tube de cuivre est illustrée sur la Figure 4.47.

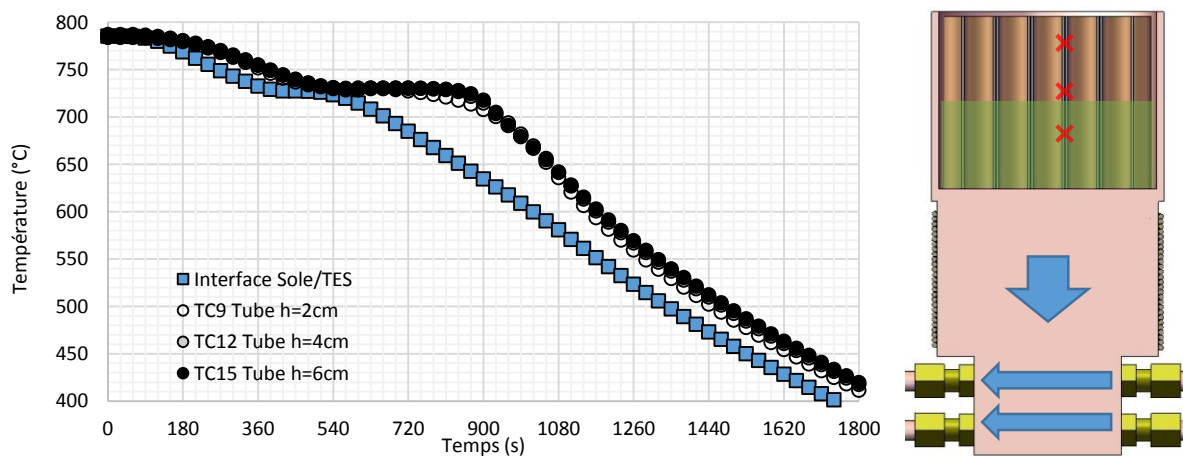


Figure 4.47. Mesure de la température de la matrice cuivre, décharge

La température du tube décroît de façon comparable à celle de la sole. Elle présente cependant un écart de température important. La température du tube est proche de celle du PCM, avec un palier

mesuré à 730°C. L'écart important de température entre la sole et le tube en cuivre indique un mauvais transfert de la chaleur par conduction.

La température est, de façon logique, plus faible à la base du tube (TC9 à 2 cm) qu'en haut du tube (TC12 à 4 cm et TC15 à 6 cm) car la chaleur est extraite par le bas. L'écart de température dans le tube est cependant très faible. Un écart de température est tout de même mesuré à la fin du palier : la partie basse du tube est 10°C inférieure à la partie haute. Cela s'explique car le PCM est refroidi plus rapidement sur la partie basse du TES alors que le PCM plus haut est toujours en cours de solidification à 730°C. Le tube est plus froid que le PCM au même instant, ce qui prouve que la chaleur est bien extraite dans les tubes et dirigée vers la sole. La matrice cuivre joue malgré tout un rôle de puits de chaleur mais de faible intensité.

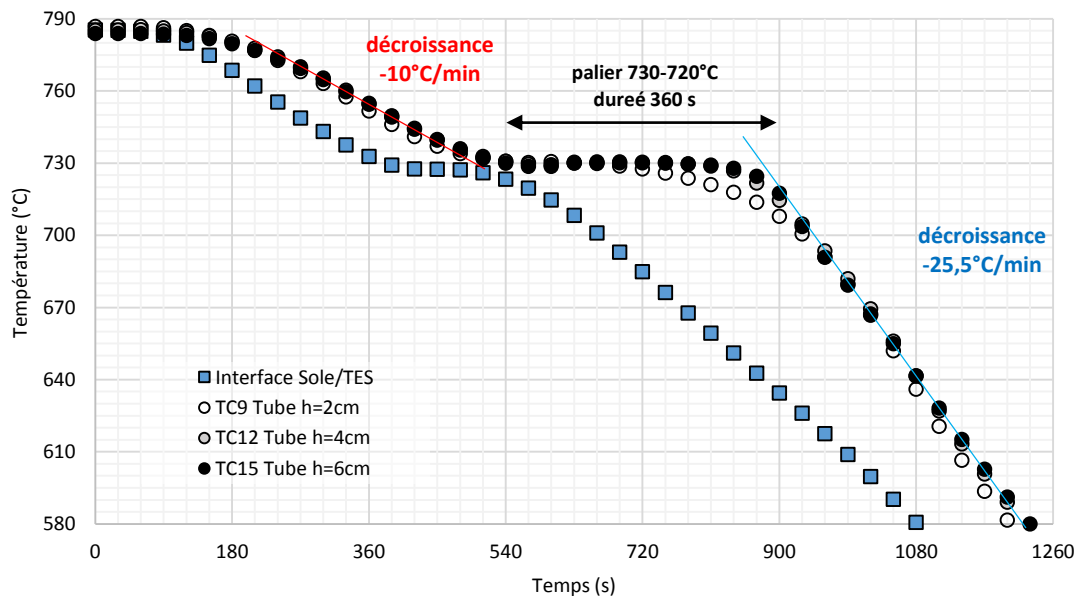


Figure 4.48. Vitesse de refroidissement dans les tubes de la matrice métallique

La vitesse de refroidissement du tube de cuivre est comparable à celle du PCM. Cela indique que la température du tube est davantage influencée par la présence du PCM plutôt que par la sole.

Transfert de chaleur du tube de cuivre vers le PCM à 2 cm de hauteur :

L'effet d'ailette est mesuré ici (Figure 4.49) par l'écart de température entre le PCM et le tube à la hauteur de 2 cm.

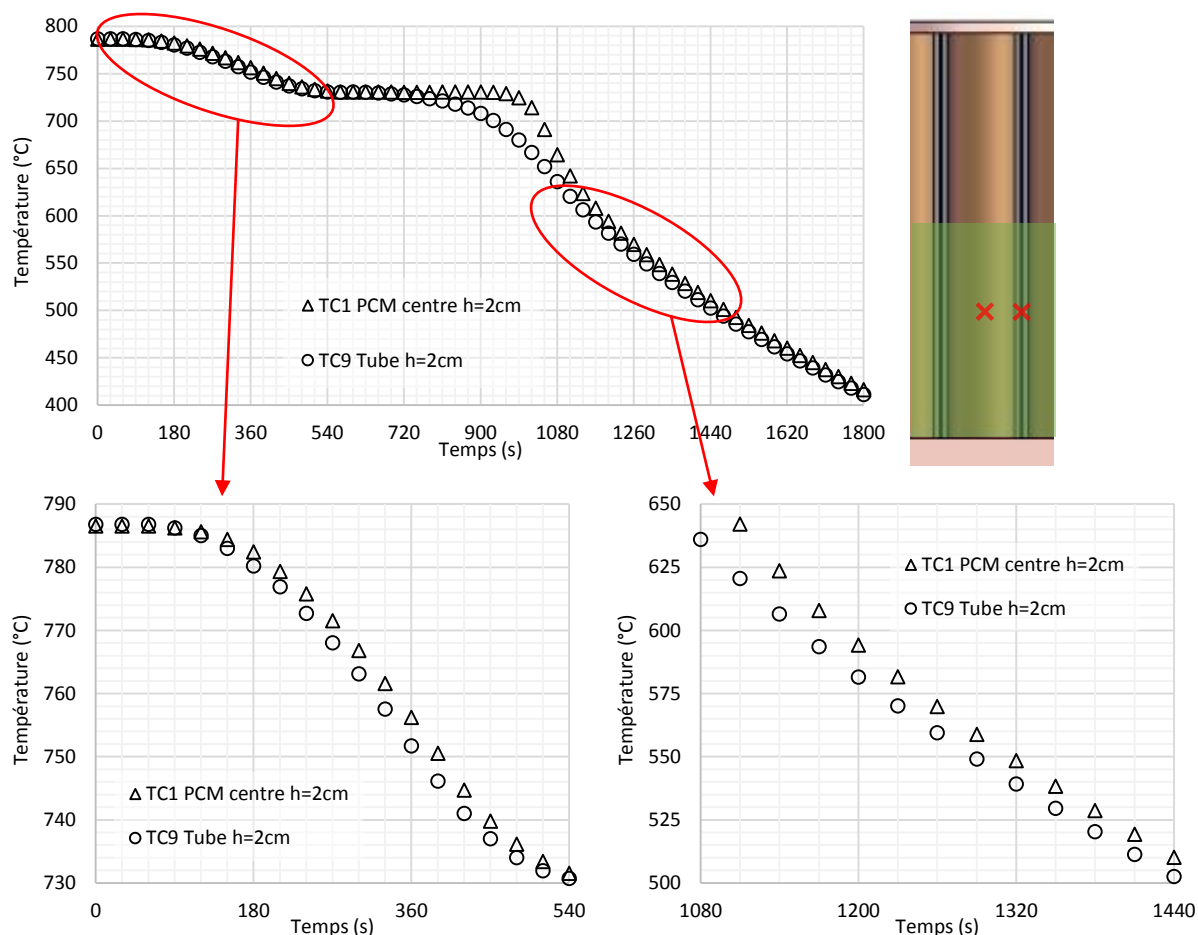


Figure 4.49. Comparaison de la température du tube et du PCM à 2 cm de hauteur, décharge

En phase liquide, le tube est jusqu'à 5°C plus froid que le PCM au centre du tube. En phase solide, vers 1400 s, le tube est environ 10°C plus froid. Le tube extrait donc bien de la chaleur du PCM en direction de la sole. Mais on peut douter de l'efficacité de l'effet d'ailette compte tenu de la vitesse à laquelle la sole se refroidit (Figure 4.43) par rapport aux tubes.

3.2.3.6 Température au niveau du couvercle

La Figure 4.50 illustre l'évolution de la température du couvercle, situé au-dessus du TES. La température est mesurée de chaque côté du couvercle, côté TES et côté isolant. Elle est comparée à la température du PCM (TC1 à 2 cm de hauteur).

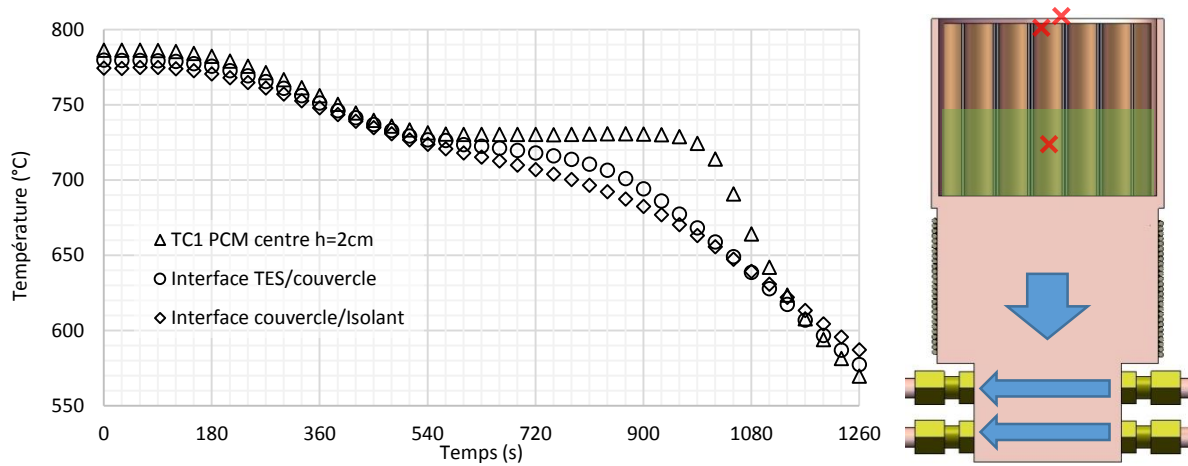


Figure 4.50. Mesure de la température au niveau du PCM et du couvercle, décharge

A l'instant initial, le couvercle est plus froid que le TES car il échange de la chaleur avec l'isolant (pertes thermiques). En effet, la température est plus élevée sous le couvercle (ronds blancs) qu'au-dessus (losanges blancs). La température du couvercle reste inférieure à celle du TES jusqu'à ce que le PCM devienne entièrement solide. Vers 1080 s, la température du couvercle devient supérieure à celle du TES. L'isolant ne joue plus un rôle de puits de chaleur mais l'inverse : il apporte de la chaleur au TES. Son inertie thermique est à l'origine de ce phénomène. Cela est mesuré expérimentalement. Vers $t = 1080$ s, la température sous le couvercle (ronds blancs) devient inférieure à celle au-dessus (losanges blancs).

3.2.3.7 Calcul du flux de refroidissement, bilan sur l'air

La densité de flux de refroidissement du banc d'essai est calculée dans l'objectif de modéliser le comportement de la cellule d'étude en décharge (chapitre 5). Cette densité de flux peut être calculée selon deux approches :

- La première est plutôt de type mécanique et fait appel à un coefficient d'échange convectif (relation 4.32).

$$\varphi_{\text{décharge, méthode mécanique}} = \frac{h_{\text{conv}} S_{\text{échange}} \Delta T_{\text{air-paroi}}}{S_{\text{section banc}}} \quad (4.33)$$

- La seconde est une approche enthalpique en réalisant un bilan sur l'air (relation 4.33) :

$$\varphi_{\text{décharge, méthode enthalpique}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}} c_{p_{\text{air}}} \Delta T_{\text{air E/S}}}{S_{\text{section banc}}} \quad (4.34)$$

Le calcul par échange convectif nécessite d'avoir recours à une corrélation afin d'estimer le coefficient d'échange. Cette méthode est source de grandes imprécisions. La méthode enthalpique requiert une mesure du débit massique. Cette mesure est donnée par le débitmètre massique installé sur le réseau d'air comprimé. Le débitmètre massique délivre un signal en tension inférieur à 1 V. L'incertitude de mesure est constante et vaut 0,01 V. Le signal est converti en g/s à partir de la relation 4.25.

$$\dot{m}_{\text{air}} (\text{g/s}) = 12,93 \times U (\text{V}) \quad (4.25)$$

Rappel

Les mesures effectuées sont présentées dans le Tableau 4.5.

T Air IN	T Air OUT	Tension mesuré	Débit massique d'air
12°C	12°C	0,90 ± 0,01 V	11,64 ± 0,13 g/s
12°C	203,4°C	0,91 ± 0,01 V	11,76 ± 0,13 g/s
12°C	374,3°C	0,93 ± 0,01 V	12,02 ± 0,13 g/s

Tableau 4.5. Mesure du débit massique d'air à plusieurs niveaux de température

La variation de débit massique avec le changement de la température de l'air en sortie n'est pas significative. Le débit massique peut être considéré comme constant tout au long du refroidissement du banc d'essai et égal à 12 g/s. L'apparition d'eau de condensation dans l'air comprimé est observée au bout de 3 min 30 s. L'eau peut avoir des conséquences sur le refroidissement.

Les propriétés de l'air sont données dans le Tableau 4.6 (températures en Kelvin)

Propriétés thermophysiques de l'air à 1 atm en fonction de la température (K)						
Débit massique d'air	g/s					6
Masse volumique de l'air	kg/m ³	4,805.10 ⁻¹² T ⁴	- 1,584.10 ⁻⁸ T ³	+ 1,992.10 ⁻⁵ T ²	- 1,188.10 ⁻² T	+ 3,342
Capacité thermique	J/(kg.K)	2,373.10 ⁻¹⁰ T ⁴	- 9,73.10 ⁻⁷ T ³	+ 1,354.10 ⁻³ T ²	- 5,579.10 ⁻¹ T	+ 1074,51
Conductivité thermique	W/(m.K)			-8,285.10 ⁻⁹ T ²	+ 7,142.10 ⁻⁵ T	+ 5,557.10 ⁻³
Viscosité dynamique de l'air	Pa.s		1,017.10 ⁻¹⁴ T ³	- 3,311.10 ⁻¹¹ T ²	+ 6,445.10 ⁻⁸ T	+ 1,958.10 ⁻⁶
Nombre de Prandtl						0,713

Tableau 4.6. Propriétés thermophysiques de l'air (source : NIST standard reference database)

La densité de flux par bilan enthalpique (relation 4.34) est exprimée de manière plus explicite, en considérant une température moyenne de l'air pour le calcul de la capacité calorifique.

$$\varphi_{décharge}(t) = \frac{\dot{m}_{air} C_{p,air}(\overline{T(t)}) (T_{air}^{OUT}(t) - T_{air}^{IN}(t))}{\pi R_{banc}^2} \quad (4.35)$$

$$avec \quad \overline{T(t)} = \frac{1}{2} (T_{air}^{OUT}(t) + T_{air}^{IN}(t))$$

Puisque le débit massique d'air est considéré constant, la densité de flux de refroidissement ne dépend que du ΔT et du C_p de l'air.

- Élévation de la température de l'air** : la température de l'air à l'entrée est constante et vaut 10°C. La température de l'air à la sortie diminue au cours du temps avec le refroidissement du banc d'essai (Figure 4.51). La mesure de la température de l'air en sortie peut être remise en question. En effet, la mesure est effectuée par un thermocouple inséré dans le conduit de refroidissement sur une longueur de 2 mètres. Il est alors possible, voir même très probable, que la pointe du thermocouple soit en contact avec le conduit (température de paroi). D'autre part, l'évolution avant l'instant $t = 120$ s n'est pas prise en compte car l'air refroidit davantage les conduits que le banc d'essai.

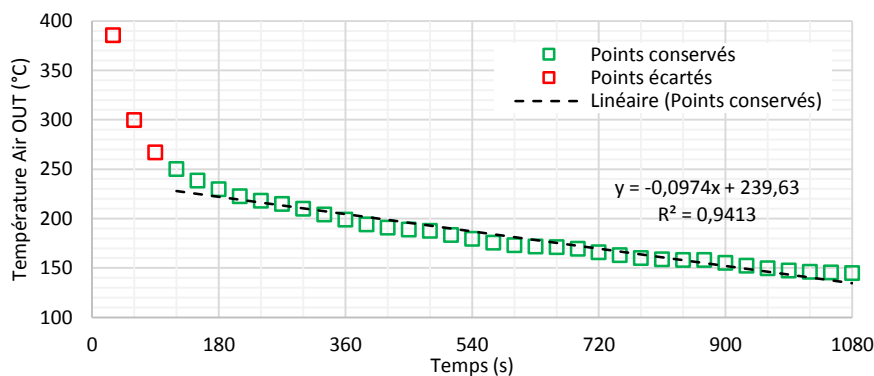


Figure 4.51. Température de l'air considérée pour simuler le refroidissement du banc

La décroissance de la température de l'air suit une loi linéaire du temps entre les instants $t=120$ et $t=1080$ s, modélisée par la relation 4.35 :

$$T_{air\ OUT}(t) = -0,0974 \times t + 239,63\ ^\circ C \quad (4.36)$$

Cette relation n'est valable que durant le temps du refroidissement entre 120 et 1080 s.

- **Evolution de la capacité calorifique de l'air :** Avec un échauffement de l'air entre 150 et 250°C, le C_p de l'air à pression atmosphérique varie entre 1014 à 1023 J/(kg.K). Soit une variation de 1% que l'on peut considérer négligeable devant la variation du ΔT de l'air entre l'entrée et la sortie. Une valeur moyenne du C_p est attribuée : 1018 J/(kg.K).

A partir de la relation 4.36, la densité de flux de refroidissement est exprimée et tracée en fonction du temps :

$$\varphi_{décharge}(t) = \frac{12.10^{-3} \times 1018}{\pi \times 0,0471^2} \times (T_{air}^{OUT}(t) - 10)$$

$$\varphi_{décharge}(t) = -0,1711 \times t + 403,35\ kW/m^2 \quad (4.37)$$

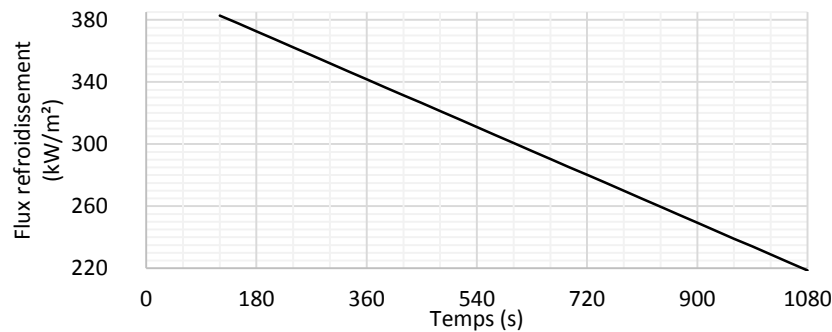


Figure 4.52. Densité de flux de refroidissement du banc d'essai en fonction du temps

La densité de flux de chaleur, calculée à partir du bilan enthalpique sur l'air, décroît de 380 à 220 kW/m².

3.2.3.8 Bilan d'énergie déchargée dans le motif élémentaire

Compte tenu de l'incertitude importante sur le calcul du flux de refroidissement (température de l'air en sortie), l'énergie stockée dans le motif élémentaire est calculée à partir du potentiel énergétique. Les mesures montrent qu'à la fin de la décharge, un fort écart de température s'installe entre la sole et le PCM. L'énergie déchargée est donc encadrée par deux valeurs du potentiel énergétique (relation 4.31), calculées en fonction de la température finale minimale ou maximale mesurée à la fin de la décharge.

- Potentiel énergétique en considérant un refroidissement de 785 à 637°C :

$$E_{motif, décharge\ max} = 29,9\ kJ$$

- Potentiel énergétique en considérant un refroidissement de 785 à 714°C :

$$E_{motif, décharge\ min} = 21,6\ kJ$$

$$22\ kJ < E_{motif, décharge} < 30\ kJ$$

L'énergie déchargée dans le motif élémentaire est comprise entre 22 et 30 kJ.



Ce qu'il faut retenir

Décharge de la cellule d'étude à haute température

A l'ouverture du circuit de refroidissement, la sole se refroidit immédiatement tandis que la cellule d'étude se refroidit deux minutes plus tard. Le refroidissement de la masse de cuivre de la sole est à l'origine de ce retard. D'après une mesure de température dans le PCM éloignée de la source froide, la solidification survient à 730°C . La fin de la solidification est marquée par une chute de la température du PCM (homogénéisation dans le solide). A partir de $t = 1080 \text{ s}$, le régime de refroidissement est différent. Le banc se refroidit moins vite. Il reçoit de la chaleur de l'isolant.

Durant la décharge, la cellule d'étude se refroidit de façon uniforme. Le TES se refroidit plus rapidement lorsque le PCM est solide. Le tube de cuivre est légèrement plus froid que le PCM. La sole se refroidit beaucoup plus rapidement que le TES. La chaleur est difficilement extraite du TES. Une résistance thermique entre la sole et les tubes en cuivre doit diminuer le transfert de chaleur par conduction.

D'après les mesures de températures, l'énergie déchargée dans la cellule correspond à celle qui a été chargée, dans la même gamme de température ($785 - 640^{\circ}\text{C}$). Mais l'écart de température entre la sole et le TES à la fin de la décharge est plus important. En effet, le banc est refroidi avec une densité de flux plus élevée. La densité de flux de refroidissement de la décharge est calculée en fonction du temps mais sa valeur semble anormalement élevée. Ce flux varie entre 380 et 220 kW/m^2 . La densité de flux serait 13 à 23 fois plus importante que celle de la charge, ce qui est peu probable. Cette valeur sera remise en cause au chapitre suivant.

Conclusion

Le banc expérimental de première approche (géométrie à ailettes) est exploité avec la paraffine qui fond à 53°C. Les expériences de charge et de décharge se déroulent dans la gamme de température comprises entre 20 et 90°C. Le palier de fusion de 53°C n'est pas clairement identifié à cause de la mise en mouvement du PCM liquide. La convection naturelle du PCM liquide transporte la chaleur et accélère la fusion du PCM. Elle uniformise la température de l'ensemble et maintient même celle de la sole tant que le PCM n'est pas entièrement liquide. Dans le cas de la solidification, le palier de changement d'état est nettement marqué à la température de solidification de 53°C. Il est observé que la formation de PCM solide sur les surfaces d'échange (sole et ailettes) réduit considérablement les transferts de chaleur. Pour limiter l'épaisseur de cette couche isolante thermiquement, la largeur des compartiments doit être diminuée. Les expériences à haute température avec ce banc expérimental montrent les difficultés de contenir le PCM liquide. Les soudures des ailettes subissent des contraintes mécaniques très intenses à cause de la dilatation thermique du PCM.

Les expériences de première approche conduisent à dimensionner un second banc d'essai. Il est conçu avec des compartiments de PCM plus petits (tubes) pour limiter la convection naturelle et privilégier le refroidissement. La structure à ailettes est abandonnée au profit d'une structure en nid d'abeilles, formée de tubes disposés dans le sens du flux (verticaux) à l'intérieur d'une cuve. Les mesures en régime permanent mettent en évidence des effets de bord mais la cellule d'étude en est isolée thermiquement. Sa température sur une section horizontale est uniforme. La charge de la cellule d'étude se déroule avec une densité de flux de 15,7 kW/m² pendant environ une heure. La fusion du PCM lors de la charge survient à 730°C et provoque un ralentissement de l'élévation des températures entre 720 - 730°C. La température est très uniforme lors de la charge car le flux est relativement peu élevé. Les mesures mettent en évidence un effet d'ailette imparfait à cause d'un écart de température trop important entre la sole et le tube de cuivre. Un mauvais contact des tubes avec la sole est suspecté. La décharge de la cellule d'étude s'effectue avec une densité de flux plus élevée puisque l'énergie chargée (30 kJ par cellule) est déchargée en moins de 20 minutes. Les mesures montrent également un fort écart de température entre la sole et le TES. Le palier de solidification du carbonate de lithium est nettement marqué à la température constante de 730°C. Aucune surfusion significative n'est mesurée. A partir d'un bilan enthalpique sur l'échauffement de l'air, la densité de flux de refroidissement décroît de 380 jusqu'à 220 kW/m² car l'air s'échauffe de moins en moins. Cette gamme de densité de flux semble très élevée. Une comparaison avec un modèle permettra de dire s'il s'agit d'une erreur de mesure.

Références

- C. Hasse, M. Grenet, A. Bontemps, R. Dendievel, H. Sallée, "Realization, test and modeling of honeycomb wallboards containing a phase change material", *Energy and Buildings* 43 (2011) 232-238
- Y. Kozak, B. Abramzon, G. Ziskind, "Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM-air heat sink", *Applied Thermal Engineering* 59 (2013) 142-152
- C. Lai, S. Hokoï, "Thermal performance of an aluminum honeycomb wallboard incorporating microencapsulated PCM", *Energy and Buildings* 73 (2014) 37-47

Chapitre 5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

Sommaire :

1	Rappel des équations physiques du modèle du TES	152
2	Modèle et comportement du TES à basse température, 20 – 90°C.....	153
2.1	Rappel sur les expériences retenues.....	153
2.2	Chauffage du banc expérimental	153
2.2.1	Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la charge	153
2.2.2	Forme du front de fusion et convection naturelle	154
2.2.3	Evolution des températures dans la cellule d'étude lors du chauffage	156
2.3	Refroidissement du banc expérimental	159
2.3.1	Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la décharge	159
2.3.2	Forme du front de solidification lors du refroidissement.....	160
2.3.3	Evolution des températures dans la cellule d'étude	161
3	Modèle et comportement du TES à haute température, 600–800°C.....	164
3.1	Rappel sur les expériences retenues.....	164
3.2	Chauffage du banc d'essai.....	164
3.2.1	Modélisation de la cellule d'étude du TES lors du chauffage.....	164
3.2.2	Comparaison entre les mesures et la simulation numérique.....	165
3.3	Refroidissement du banc d'essai.....	171
3.3.1	Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la décharge	171
3.3.2	Simulation numérique du refroidissement avec un flux dépendant du temps.....	172
3.3.3	Simulation numérique du refroidissement avec un flux constant	173
3.3.4	Investigation concernant les différences entre le modèle et les mesures.....	176
3.3.5	Investigation concernant le contact tube-sole dans le cas du refroidissement	179
3.4	Importance du contact entre la sole et les tubes (effet d'ailette)	185
3.5	Simulation d'un comportement équivalent du TES	190

Introduction

Ce chapitre est dédié à la comparaison des résultats expérimentaux avec ceux issus de la simulation. Dans le §1, les modèles numériques utilisés pour modéliser la cellule d'étude à basse et haute température sont présentés. A basse température, il s'agit d'un modèle en 2 dimensions (ailette plate métallique), alors qu'à haute température, il s'agit d'un modèle en 2D axisymétrique représentant la tranche d'un tube métallique. Le §2 traite de la comparaison des résultats à basse température avec la paraffine en guise de PCM. Le §3 est consacré à la comparaison des résultats à haute température avec le carbonate de lithium en guise de PCM.

Dans les paragraphes 2 et 3, la comparaison de la température de la sole simulée et mesurée, en charge comme en décharge, permet de vérifier la justesse des conditions limites appliquées au modèle. Les températures extraites du modèle sont ensuite comparées aux mesures expérimentales aux mêmes points. A basse température, les photos du banc expérimental sont comparées à des résultats numériques pour étudier la forme du front de fusion/solidification. A haute température, la visualisation du changement de phase est impossible. L'évolution de la température est comparée afin de vérifier la justesse du modèle d'une part, et de mieux comprendre comment se comporte le carbonate de lithium d'autre part. Enfin le modèle numérique permet d'extraire l'évolution de la fraction de liquide et la vitesse des mouvements de PCM dans le cas de la convection naturelle (charge à basse température).

1 Rappel des équations physiques du modèle du TES

Ce paragraphe est un rappel (cf. Chapitre 3) des équations utilisées pour modéliser la charge et la décharge du stockage thermique (TES). Durant la charge, le matériau à changement de phase (PCM) fond en passant de l'état solide à l'état liquide. A basse température, la convection naturelle entre en jeu et accélère le processus de charge. Durant la décharge, le PCM se solidifie en passant de l'état liquide à l'état solide.

Transport de la chaleur, accumulation et libération

L'évolution de la température dans le TES est modélisée par l'équation de la chaleur. La chaleur est transportée par conduction dans les différents domaines du TES. Le terme source ajouté à l'équation (membre de droite) prend en compte l'absorption ou la libération de chaleur lors du changement d'état du PCM.

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \rho C_p \vec{u} \cdot \nabla T + \nabla(-k \nabla T) = -\rho L \frac{df_L}{dt} \quad (5.1)$$

Dans cette relation 5.1 : t représente le temps (s), h l'enthalpie (J/m^3), ρ la masse volumique du PCM (kg/m^3), C_p la capacité calorifique du PCM ($J/(kg.K)$), u la vitesse de déplacement du PCM liquide (m/s), k la conductivité thermique du PCM ($W/(m.K)$), T la température (K), L la chaleur latente de fusion (J/kg), et f_L la fraction de liquide.

Changement d'état du PCM

L'expression du changement d'état du PCM est continue. Elle est légèrement différente selon qu'il s'agit de la fusion ou de la solidification :

- Cas de la fusion : (fraction de liquide initiale = 0)

$$\frac{df_L}{dt} = \max(0, \beta(T - T_{fusion})) \times \max(0, 1 + \xi - (2f_L - 1)^2) \quad (5.2)$$

- Cas de la solidification : (fraction de liquide initiale = 1)

$$\frac{df_L}{dt} = -\max(0, \beta(T_{fusion} - T)) \times \max(0, 1 + \xi - (2f_L - 1)^2) \quad (5.3)$$

Dans ces relations 5.2 et 5.3 : β représente l'équivalent d'une constante cinétique de réaction ($K^{-1}.s^{-1}$) et ξ est une erreur numérique introduite afin d'amorcer la réaction de changement d'état.

Convection naturelle du PCM liquide

La convection naturelle est modélisée par les équations de Navier-Stokes, uniquement dans le cas de la charge à basse température (paraffine) :

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \vec{F} \quad \text{avec} \quad \vec{F} = \alpha \rho (T_{fusion} - T) \vec{g} \quad (5.4)$$

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0$$

Dans cette relation 5.4 : p est la pression (Pa), μ la viscosité dynamique du PCM (Pa.s), F la force de déplacement du PCM, α le coefficient d'expansion volumique du PCM (K^{-1}), et g la gravité (m^2/s).

2 Modèle et comportement du TES à basse température, 20 – 90°C

Les résultats expérimentaux à basse température sont obtenus avec le banc expérimental de première approche, dans la gamme de températures de 20 à 90°C, et en utilisant la paraffine comme matériau à changement de phase (PCM).

2.1 Rappel sur les expériences retenues

La charge thermique expérimentale est étudiée au chapitre 4 avec l'expérience caractéristique n°130627-141826. Le banc est chauffé avec une puissance électrique constante de 1200 W au niveau de la sole. Cela correspond à une densité de flux traversant le TES estimée à 10,5 kW/m². Des photos sont prises à intervalles de temps réguliers montrant la forme du front de fusion. L'évolution de la température en fonction du temps dans la cellule d'étude est enregistrée. La décharge thermique expérimentale est étudiée avec l'expérience caractéristique n°130627-170336. Le banc est refroidi en faisant circuler de l'eau dans la sole à faible vitesse. Comme pour la fusion, des photos montrent la forme du front de solidification à intervalles de temps réguliers. L'évolution de la température en fonction du temps dans la cellule d'étude est enregistrée.

2.2 Chauffage du banc expérimental

2.2.1 Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la charge

La modélisation du banc expérimental de première approche ne représente que la cellule d'étude. La Figure 5.1 illustre la géométrie et les propriétés thermophysiques du modèle.

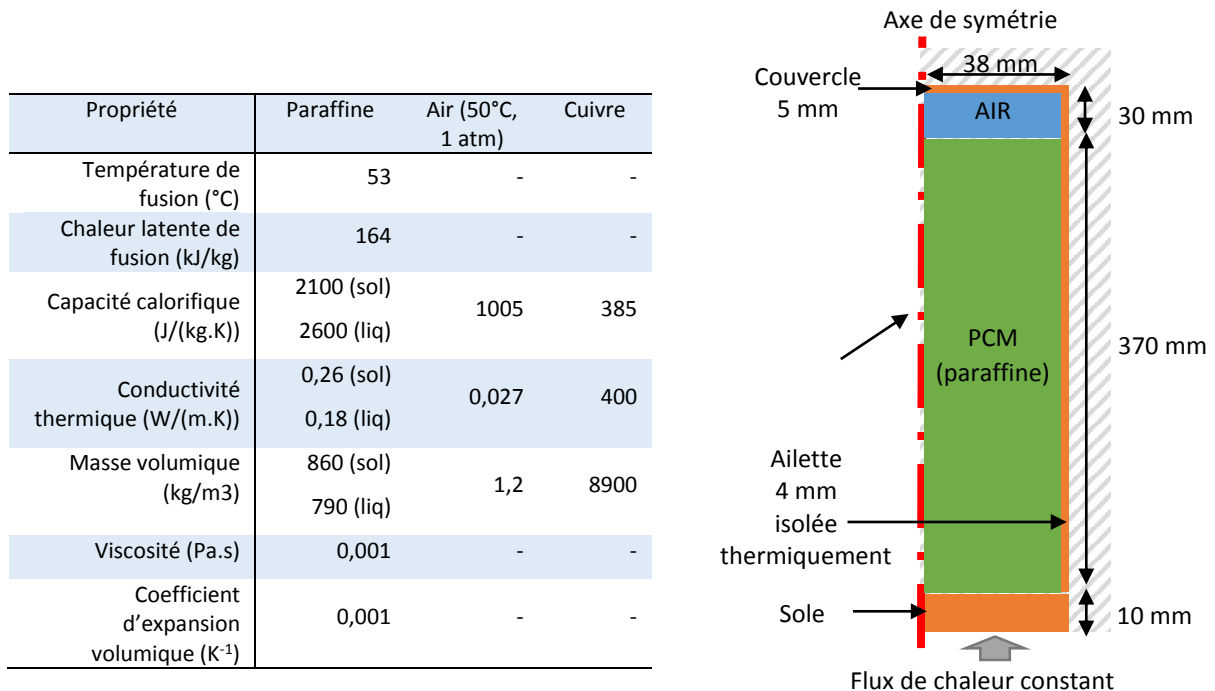


Figure 5.1. Représentation géométrique de la cellule d'étude du banc expérimental, charge

La cellule d'étude correspond au demi-compartiment central de PCM du banc expérimental bordé par une demi-ailette plate. Le modèle retenu est un modèle en 2D qui représente une coupe de la cellule d'étude avec :

- Un compartiment de PCM : un rectangle de 38 mm de large pour 370 mm de hauteur ;
- L'ailette en cuivre, placée directement à côté du compartiment de PCM, un rectangle de 4 mm de large et 400 mm de hauteur ;
- L'air au-dessus du PCM, de 30 mm de hauteur ;
- La sole, sous le PCM et l'ailette, représentée par un rectangle de 10 mm de hauteur ;
- Le couvercle, au-dessus de l'air et de l'ailette, représenté par un rectangle de 5 mm de hauteur.

Les mailles sont de type triangulaire. L'ensemble des domaines est maillé avec 1223 mailles dont la taille ne dépasse pas 4 mm. Les conditions limites appliquées à la géométrie doivent refléter les expériences réalisées :

Conditions initiales : la température initiale considérée avant la charge est uniforme et vaut 20°C dans tous les domaines. Le PCM est solide ($f_L = 0$).

Conditions limites : La densité de flux de chaleur entrante de 10,5 kW/m² est appliquée sur le segment bas du domaine de la sole. Les autres segments situés au bord de la géométrie sont des conditions d'isolation thermique ou de symétrie (flux de chaleur nul). La continuité du transfert de chaleur est définie entre tous les domaines.

Simulation : Les relations 5.2 et 5.4 ne sont valables que dans le domaine PCM. La simulation se déroule en transitoire, pendant une durée de 9000 s, avec un pas de temps de 1 s.

2.2.2 Forme du front de fusion et convection naturelle

Les photos prises lors de l'expérience n°130627-141826 sont comparées à des résultats de simulation sur la Figure 5.2. L'échelle de couleurs représente la température allant de 19°C (bleu) à 110°C (rouge). Les lignes dans le domaine de PCM représentent les lieux de même fraction de liquide. Il y a 5 lignes de 10 à 90% de liquide. L'écartement entre ces lignes donne un ordre de grandeur de l'épaisseur du front de fusion. Les flèches noires représentent la direction des mouvements du PCM liquide.

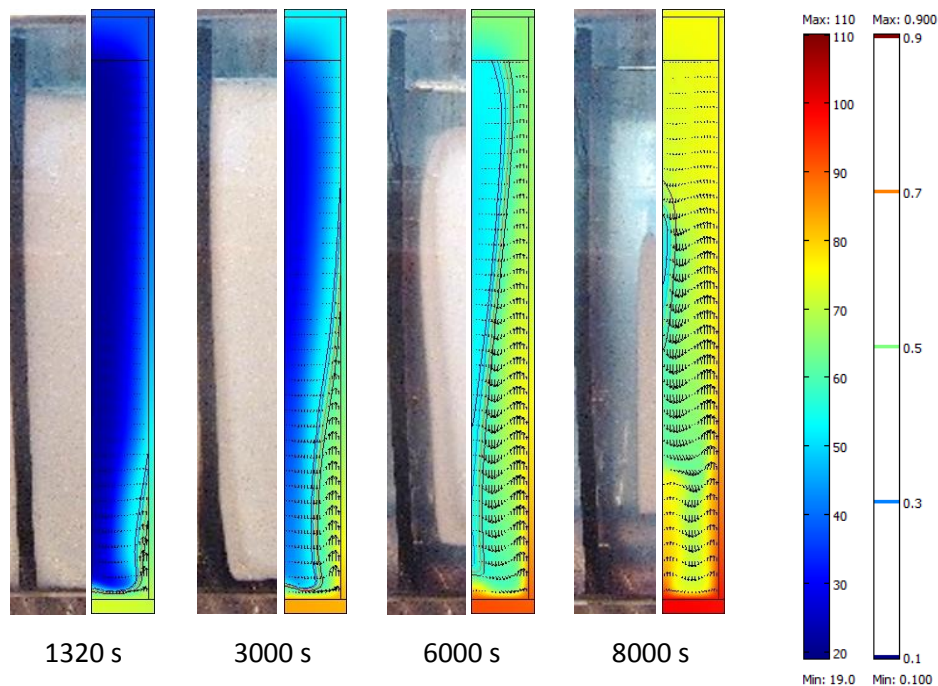


Figure 5.2. Comparaison de la forme du front de fusion, charge

Les images de simulation représentent assez fidèlement la forme du front de fusion observée sur les photos de l'expérience. La fusion commence par le bas, proche de la sole où le flux de chaleur est

injecté. Elle se propage le long de l'ailette. Dès les premiers instants, la convection naturelle se met en place dans le PCM liquide, déformant l'allure du front de fusion. C'est la raison pour laquelle la partie haute du compartiment est liquide à $t = 6000$ s (expérience). La chaleur s'accumule en haut et fait fondre plus rapidement le PCM à cet endroit. La convection naturelle influence aussi la forme du front de fusion sur la partie basse, au centre du compartiment. Expérimentalement, à $t = 3000$ s, le front de fusion a une forme de V renversé sur sa partie basse. Cette forme est également prédite par la simulation, car une petite cellule de convection se met en place à cet endroit. Cette cellule de convection grossit, et devient très visible à $t = 8000$ s comme le montre la Figure 5.3.

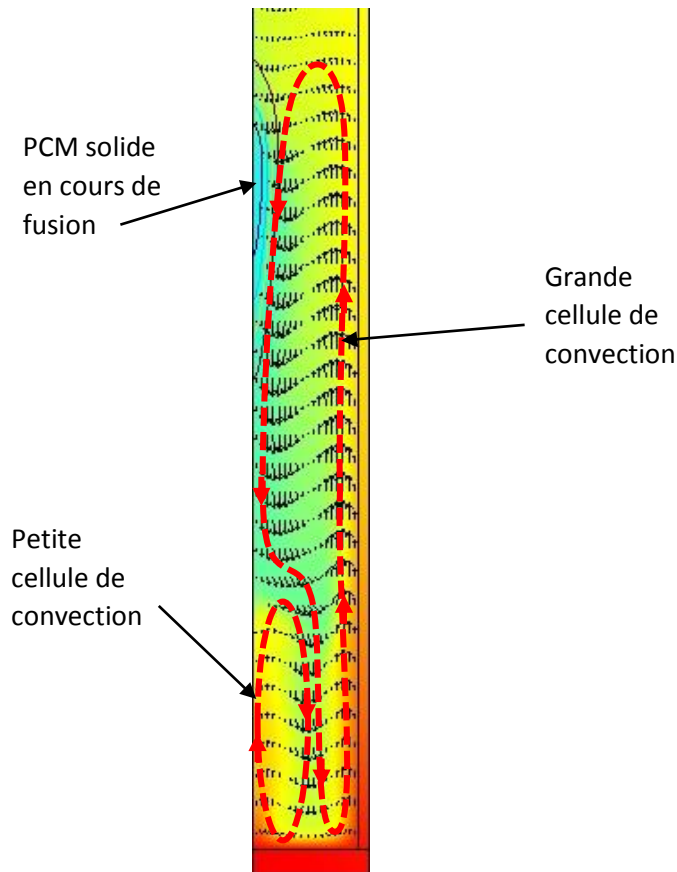


Figure 5.3. Zoom sur les cellules de convection simulées à $t = 8000$ s

Le front de fusion atteint le haut du PCM vers $t = 5000$ s dans l'expérience et dans la simulation. Mais la fusion de la partie haute du PCM est plus rapide expérimentalement que numériquement. En effet, la Figure 5.2 montre qu'à $t = 8000$ s, le glaçon de solide se trouve plus bas expérimentalement que numériquement. Cela peut s'expliquer car la gravité n'est pas prise en compte dans le modèle. Dans l'expérience, le PCM solide a tendance à tomber au fond du compartiment même si cette attraction est ralentie par frottement avec les parois en plexiglas, plus froides.

L'évolution simulée de la fraction de liquide est tracée sur la Figure 5.4. Cette information permet d'être plus précis sur le début et la fin de la fusion. Expérimentalement, la mesure de la fraction de liquide est imprécise. Les photos ne rendent pas compte de la forme du front de fusion au centre du compartiment de PCM. D'après la Figure 5.4, la formation de PCM liquide commence à $t = 600$ s et se termine au bout de $t = 8400$ s. L'évolution de la fraction de liquide suit une loi quasi linéaire du temps.

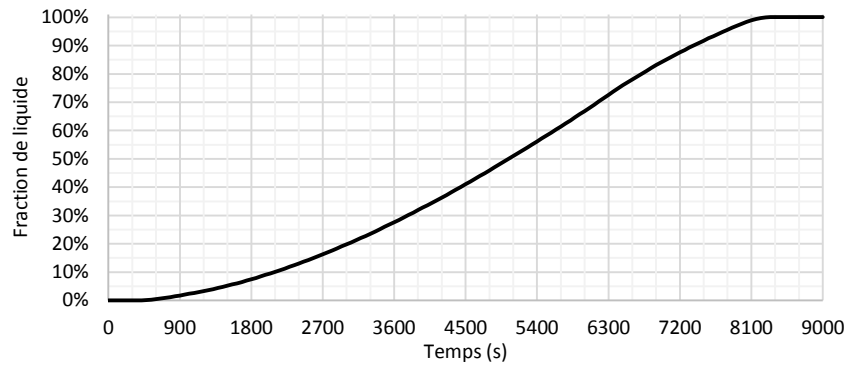


Figure 5.4. Evolution de la fraction de liquide, charge

La vitesse du fluide est extraite du modèle et présentée sur la Figure 5.5. Aucune mesure de cette grandeur n'a pu être réalisée. Le long d'une ligne horizontale située à 10 cm de hauteur dans la cellule d'étude, la vitesse axiale (liée à la convection naturelle) est extraite à différents instants.

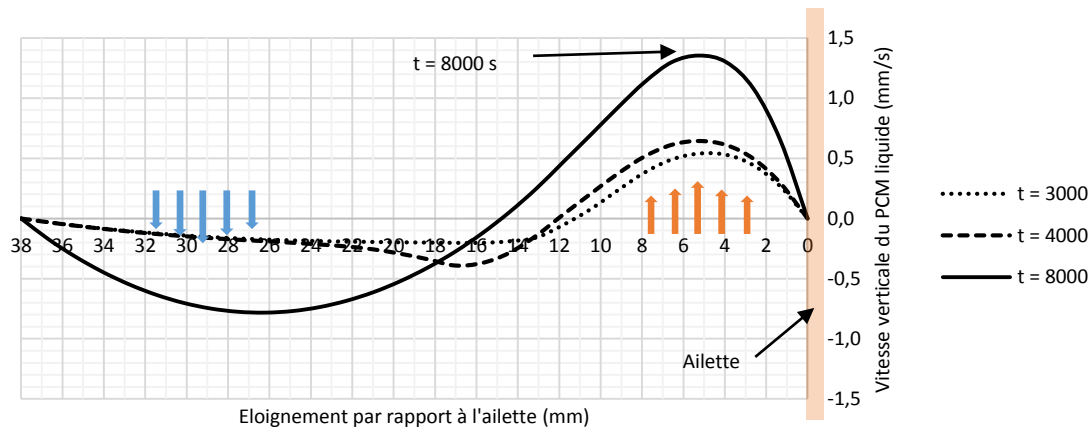


Figure 5.5. Profil de vitesses axiales (convection naturelle) le long d'une horizontale à 10 cm de hauteur dans la cellule d'étude

A partir de ces courbes, l'intensification de la cellule de convection se remarque au fil du temps. A $t = 3000$ s, la vitesse maximale du liquide est d'environ 0,5 mm/s et la zone de vitesses ascendantes est large d'environ 10 mm à partir de l'ailette. A $t = 8000$ s, alors que le PCM termine sa fusion, la convection naturelle est maximale. La vitesse du fluide atteint 1,4 mm/s et la zone de vitesse ascendante est large d'environ 16 mm, presque la moitié de la cellule d'étude. Ceci montre l'installation progressive de la convection naturelle (dans le volume de PCM) et son influence sur la forme du front de fusion. Dès que le PCM est totalement fondu à $t = 9000$ s, la vitesse diminue, mais la cellule de convection prend tout le volume de la cellule d'étude. Le profil de vitesse est une sinusoïde.

2.2.3 Evolution des températures dans la cellule d'étude lors du chauffage

Les conditions limites appliquées au modèle pour simuler la charge du TES influencent directement l'évolution de la température de la sole. La température initiale considérée pour toute la géométrie, y compris la sole, est de 20°C. La densité de flux de chaleur constante appliquée vaut 10,5 kW/m². La Figure 5.6 compare la température de la sole simulée aux mesures expérimentales.

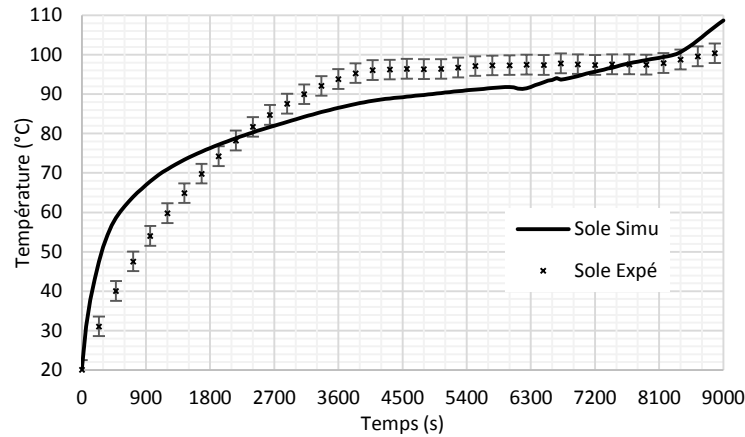


Figure 5.6. Comparaison : température de la sole, charge

A partir de la température initiale de 20°C, le modèle prédit une augmentation rapide de la température alors qu'elle est plus douce expérimentalement. L'écart s'explique sans doute par l'inertie thermique des cartouches chauffantes. Expérimentalement, la température de la sole se stabilise autour de 100°C lorsque le PCM change d'état. Le modèle prévoit en revanche un ralentissement de la croissance de la température mais pas une stabilisation. Vers $t = 8500$ s, le modèle prédit une augmentation de la température de la sole. Cette augmentation est également mesurée expérimentalement. Elle correspond à la fin de la fusion.

La Figure 5.7 montre l'évolution des températures dans la cellule d'étude à 8 mm de la sole. Deux points caractéristiques sont choisis : le point 11 très proche de l'ailette, et le point 13 au milieu de la cellule d'étude (quart du compartiment).

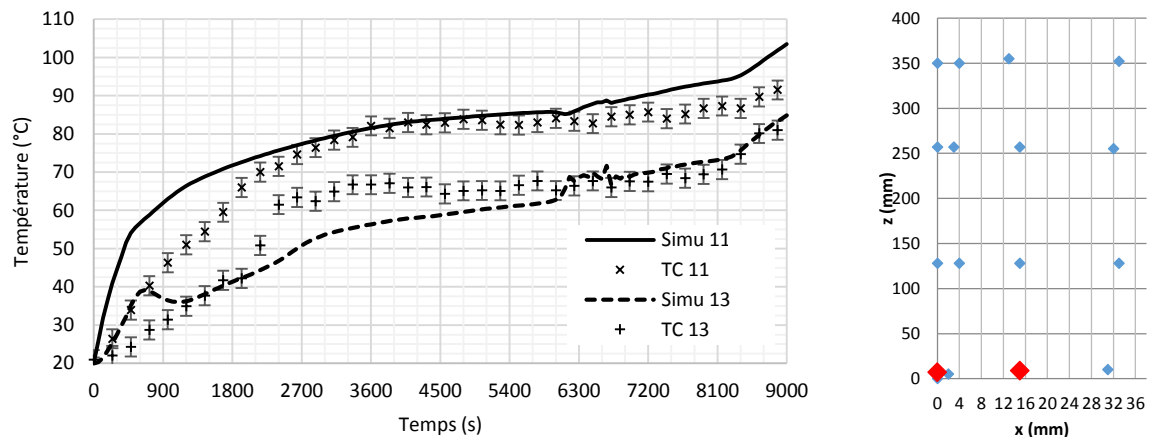


Figure 5.7. Comparaison : température du PCM proche de la sole, charge

L'analyse des deux courbes de simulation permet de constater que la stabilisation de la température à proximité de l'ailette (point 11) commence lorsque la température au point 13, chute vers $t = 720$ s. Cette chute de température est à attribuer à la convection naturelle et au début de la fusion. La création de liquide permet à la chaleur de se déplacer vers le haut. Au point 13, le liquide chaud s'élève et est remplacé par du liquide plus froid. Expérimentalement, autour de $t = 1800$ s pour le point 13, une stabilisation de la température est mesurée. Il ne s'agit pas d'une baisse comme le prévoit le modèle, mais le phénomène de convection se met en place. La température au point 13 s'élève plus rapidement que les prédictions et le palier de température, autour de 65°C dure longtemps (plus de 1h30). Vers $t = 6000$ s, le modèle prédit correctement l'évolution de la température au point 13, jusqu'à

la fin de la fusion. La fin de la fusion est marquée par une élévation de la température prédite et mesurée vers $t = 8200$ s. Plus haut dans le compartiment, la température aux points 21 et 23 est tracée sur la Figure 5.8.

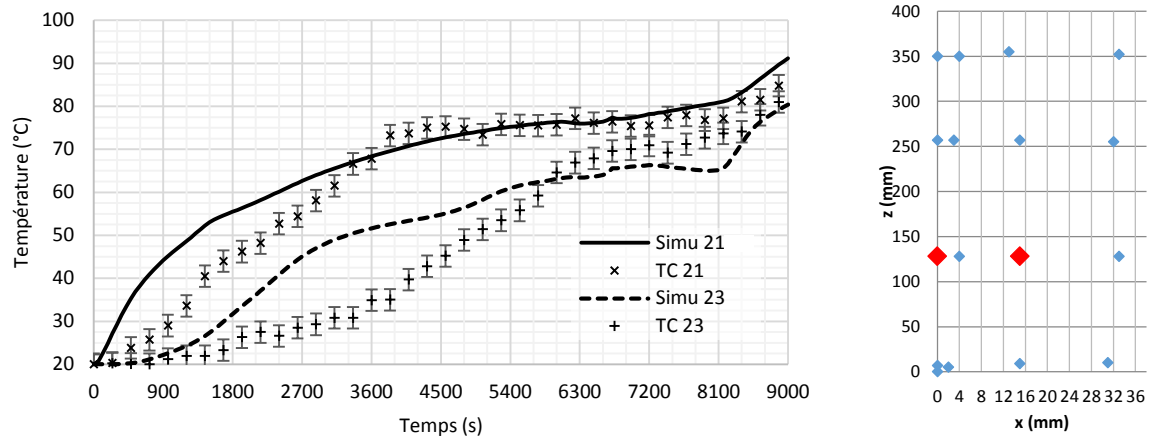


Figure 5.8. Comparaison : température du PCM à 125 mm de hauteur, charge

A cette hauteur, la convection naturelle joue un rôle à partir de 3000 s (voir profil de vitesse, Figure 5.5). C'est, en effet, autour de $t = 3000$ s que le modèle prédit une stabilisation de la température au point 23. Il ne s'agit pas d'un palier mais d'un ralentissement de la croissance de la température. Expérimentalement, la température au point 23 se stabilise entre $t = 1800$ et $t = 3600$ s. La cellule de convection qui se met en place apporte la chaleur le long de l'ailette (point 21) mais pas au milieu du compartiment. La cellule de convection expérimentale est plus étroite et étirée axialement que ce que prévoit le modèle. A partir de $t = 6300$ s, lorsque 70 % du PCM est fondu (selon les prédictions du modèle, Figure 5.4), le modèle décrit de façon assez fidèle l'évolution de la température.

Plus haut dans le compartiment de PCM, la température est tracée au point 34 sur la Figure 5.9.

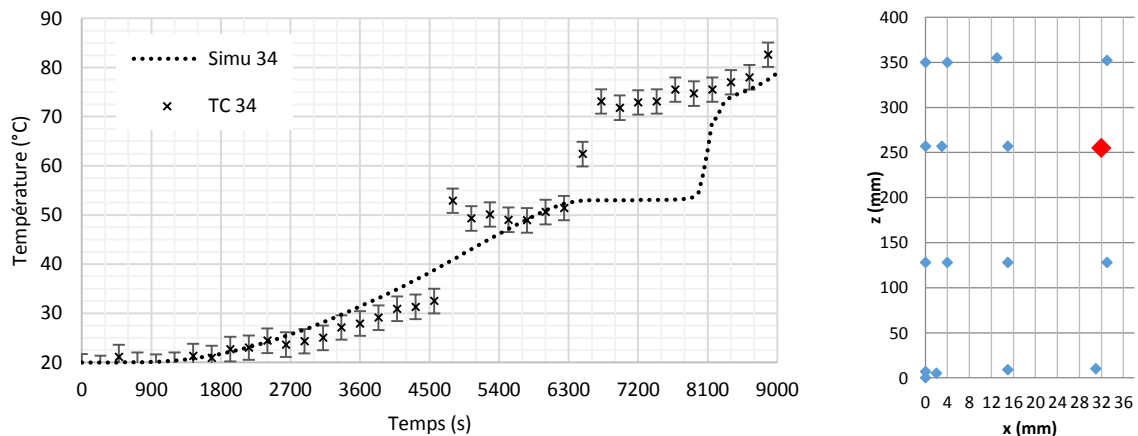


Figure 5.9. Comparaison : température du PCM à 250 mm de hauteur, charge

Ce point est caractéristique du TES car il est situé dans la zone où le PCM fond le plus tardivement expérimentalement et numériquement. Il est remarquable de constater que la courbe issue de la simulation et la courbe expérimentale ont une forme similaire mais décalée dans le temps. La température croît progressivement jusqu'à atteindre le palier de fusion à 53°C. Ce palier dure environ 30 minutes. Après le palier de fusion, la température s'élève d'un coup d'une vingtaine de degrés, avant d'augmenter à nouveau de manière progressive. Cette tendance d'évolution est à attribuer à la convection naturelle. La cellule de convection naturelle transporte la chaleur accumulée au niveau de la sole et le long des ailettes jusqu'au sommet du volume de PCM. Cette chaleur est échangée avec le

glaçon de PCM encore solide situé au centre du compartiment. Dès que le PCM devient liquide, l'activation de la cellule de convection s'accompagne d'un mélange, et la température augmente brutalement. Ce phénomène est simulé par le modèle. Le décalage temporel (d'environ 30 min) peut s'expliquer par la gravité qui n'est pas prise en compte dans le modèle. Le glaçon de PCM solide est attiré vers le bas dans l'expérience. Il est donc normal de constater que le PCM situé au point 34 change d'état plus rapidement que les prévisions du modèle.



Ce qu'il faut retenir

Simulation de la chauffe du banc expérimental à basse température

L'inertie thermique des cartouches chauffantes est à l'origine de quelques divergences du modèle par rapport aux mesures expérimentales dans les premiers instants. Dans l'ensemble, le modèle prédit des variations de températures sensées et cohérentes avec les mesures. L'influence de la convection naturelle sur l'évolution des températures et la durée de fusion est démontrée par le modèle car la durée de fusion complète correspond. La convection naturelle explique les paliers ou les sauts de températures mesurés. Le modèle simule les mouvements du PCM uniquement dans la phase liquide. Le modèle prévoit la formation de deux cellules de convection. Une seule est majoritairement observée. Mais les observations sont peu précises. Certaines divergences entre le modèle et les mesures sont observées. Ces divergences sont faibles sauf dans le cas d'un thermocouple (TC24). Un décalage dans le temps régulier est noté et s'explique par le fait que la gravité n'est pas simulée. La gravité a une influence sur le déplacement du PCM solide lorsqu'il est entouré de PCM liquide. Il s'agit d'une amélioration possible du modèle.

2.3 Refroidissement du banc expérimental

2.3.1 Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la décharge

Pour le refroidissement, le modèle numérique et la représentation géométrique du banc expérimental sont presque identiques au cas du chauffage. La relation 5.3 pilote la solidification, et la condition de flux est remplacée par un échange convectif comme le montre la Figure 5.10. Les mailles sont de type triangulaire. L'ensemble des domaines est maillé avec 1223 mailles dont la taille ne dépasse pas 4 mm. Les conditions limites appliquées à la géométrie doivent refléter les expériences réalisées :

Conditions initiales : la température initiale considérée avant décharge est uniforme et vaut 85°C dans tous les domaines. Le PCM est liquide ($f_L = 1$).

Conditions limites : La condition de flux de chaleur sortant n'a pas pu être déterminée expérimentalement. Il a donc été décidé de considérer un échange de type convectif avec un fluide à la température constante de 15°C (température de l'eau du réseau de distribution). Le coefficient d'échange du refroidissement est déterminé à partir d'une relation de base du nombre de Nusselt. Dans le cas d'un refroidissement par convection forcée en régime laminaire (l'eau circule à vitesse lente dans les tubes), le nombre de Nusselt s'écrit :

$$Nu = \frac{h_{conv local} d_{tube}}{k_{eau}} = 3,66 \quad (5.5)$$

Cette relation 5.5 n'est valable que pour un nombre de Reynolds inférieur à 2000. C'est le cas, car la vitesse mesurée est de l'ordre de quelques mm par seconde :

$$Re = \frac{\rho_{eau} u_{eau} d_{tube}}{\mu_{eau}} = \frac{1000 \times 0,01 \times 0,016}{0,001} = 160 < 2000$$

Propriété	Paraffine	Air (50°C, 1 atm)	Cuivre
Température de fusion (°C)	53	-	-
Chaleur latente de fusion (kJ/kg)	164	-	-
Capacité calorifique (J/(kg.K))	2100 (sol) 2600 (liq)	1005	385
Conductivité thermique (W/(m.K))	0,26 (sol) 0,18 (liq)	0,027	400
Masse volumique (kg/m ³)	860 (sol) 790 (liq)	1,2	8900
Viscosité (Pa.s)	pas considéré	-	-
Coefficient d'expansion volumique (K ⁻¹)	Pas considéré	-	-

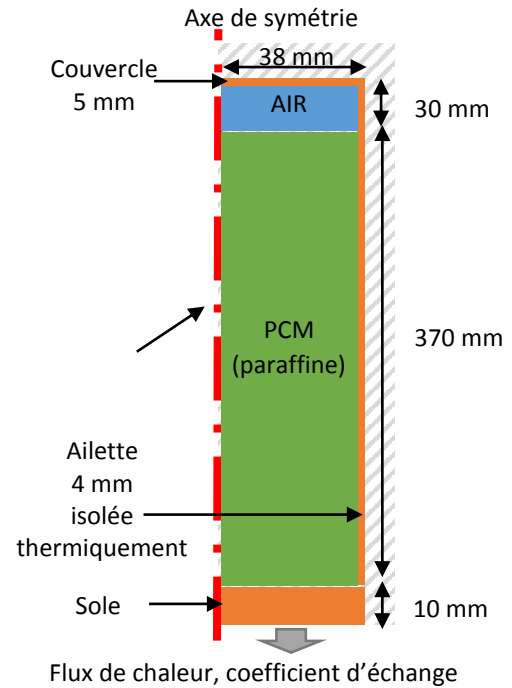


Figure 5.10. Représentation géométrique de la cellule d'étude du banc expérimental, décharge
Par conséquent, le coefficient d'échange local h vaut (cf. relation 5.5):

$$h_{conv local} = 3,66 \times \frac{k}{d_{tube}} \quad (5.6)$$

$$h_{conv local} = 3,66 \times \frac{0,6}{0,016}$$

$$h_{conv local} = 137 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Le coefficient d'échange à appliquer à la simulation est exprimé en fonction du rapport des surfaces :

$$h_{global} = h_{conv local} \times \frac{S_{conduits}}{S_{section TES}} \quad (5.7)$$

$$h_{global} = 137 \times \frac{5 \times \pi \times 0,016 \times 0,2}{0,26 \times 0,2}$$

$$h_{global} = 132 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Simulation : La transformation (solidification) du PCM est modélisée par la relation 5.3. La convection naturelle n'étant pas présente, la relation 5.4 est supprimée du modèle. La simulation se déroule en transitoire pendant une durée de 6600 s, avec un pas de temps de 1 s.

2.3.2 Forme du front de solidification lors du refroidissement

Les photos de l'expérience caractéristique n°130627-170336 sont comparées à des images 2D issues du modèle sur la Figure 5.11. L'échelle de couleurs représente la température élevée en rouge (85°C) et basse en bleu (15°C). Les lignes dans le domaine de PCM représentent des iso-fractions de liquide respectivement à 10, 30, 50, 70 et 90%. Leur écartement donne l'ordre de grandeur de l'épaisseur du front de fusion. Une image à $t = 12\,000$ s est présentée sans photo car après 6000 s de décharge du TES, le front de solidification n'est plus visible expérimentalement.

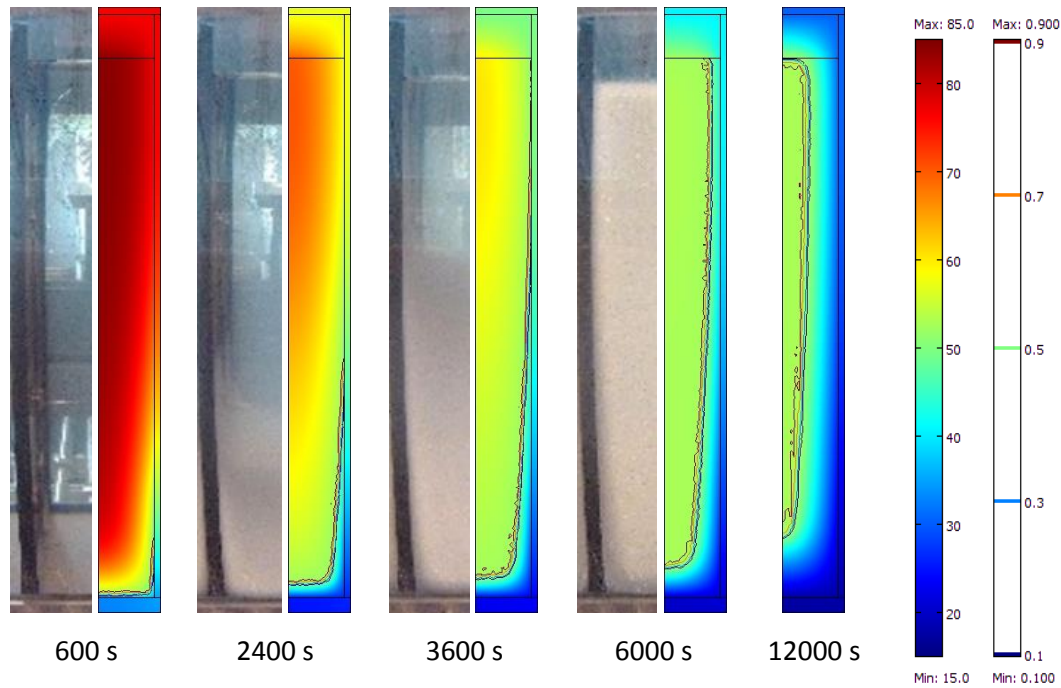


Figure 5.11. Comparaison de la forme du front de solidification, décharge

La comparaison de la forme du front de solidification est très difficile à cause de la formation de PCM solide sur la paroi de Plexiglas. A $t = 6000$ s, lorsque le PCM solide recouvre entièrement la paroi de Plexiglas, le modèle prédit que le front de solidification atteint le haut du volume de PCM. Il semble donc que le modèle soit cohérent. Il n'est pas possible de faire une comparaison plus fine de la forme du front.

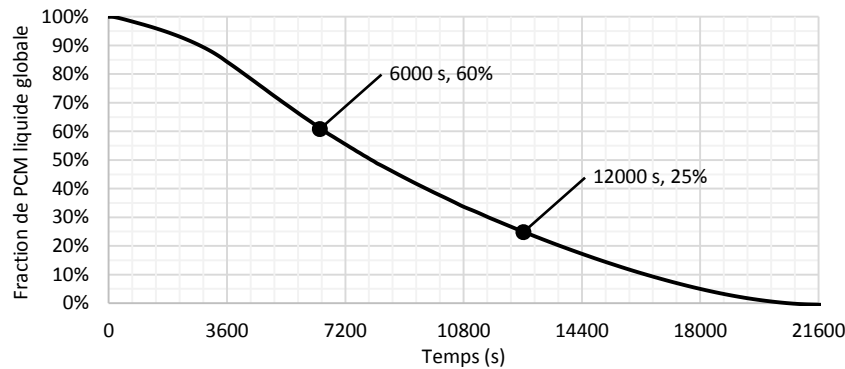


Figure 5.12. Evolution de la fraction de liquide, décharge

L'évolution de la fraction de PCM liquide est extraite du modèle et tracée sur la Figure 5.12. Le modèle prévoit qu'à l'instant $t = 6000$ s, il reste encore 60 % de PCM sous forme liquide. La solidification complète nécessite 6 heures de refroidissement.

2.3.3 Evolution des températures dans la cellule d'étude

Les conditions limites appliquées au modèle permettent de comparer l'évolution de la température de la sole au cours du temps (Figure 5.13). Le refroidissement pressenti par le modèle est plus rapide durant les 600 premières secondes du refroidissement pour deux raisons :

- La température initiale de la sole est de l'ordre de 95°C expérimentalement, alors qu'elle a été fixée à 85°C dans la simulation (température uniforme dans les tous les domaines de la géométrie) ;

- La température de l'eau est considérée constante et égale à 15°C, alors que dans la réalité, l'eau s'échauffe de quelques dizaines de degrés dans les premiers instants.

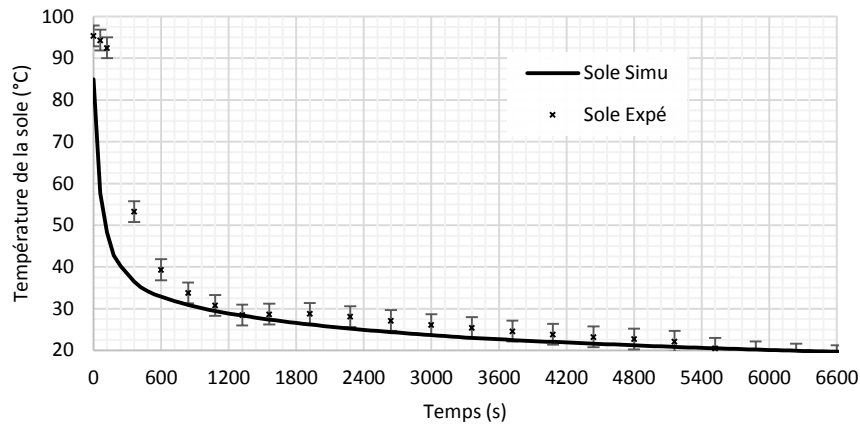


Figure 5.13. Comparaison : température de la sole, décharge

Après ce régime transitoire d'une durée de 600 s, le modèle simule correctement la décroissance de la température de la sole. L'évolution des températures dans la cellule d'étude est étudiée. La Figure 5.14 donne l'évolution de la température du PCM aux points 11 et 13, proches de la sole.

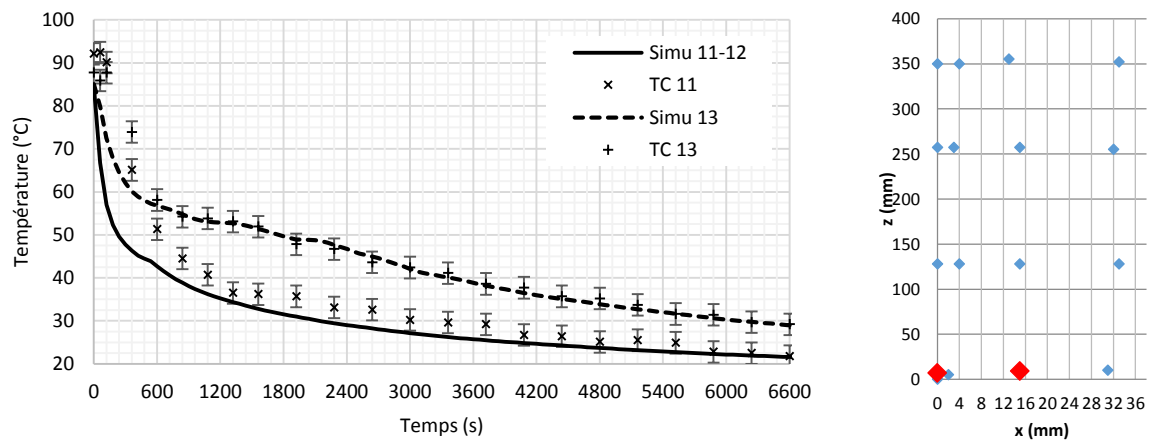


Figure 5.14. Comparaison : température du PCM proche de la sole, décharge

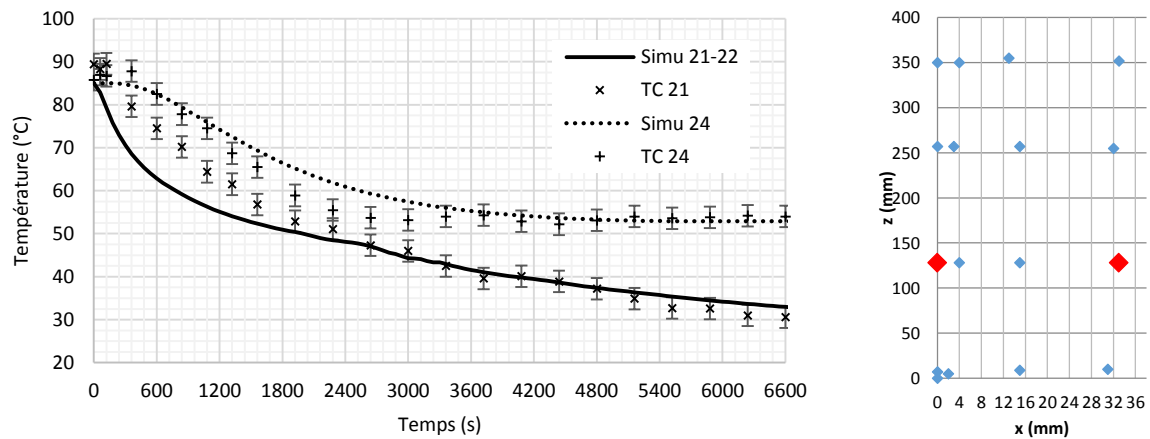


Figure 5.15. Comparaison : température du PCM à 125 mm de hauteur, décharge

Le refroidissement simulé est plus rapide dans les premiers instants pour les raisons évoquées précédemment. Par la suite, l'évolution de la température aux points 11 et 13 est fidèlement simulée par le modèle. C'est également le cas pour la température aux points 21 et 24, dont l'évolution est donnée sur la Figure 5.15.

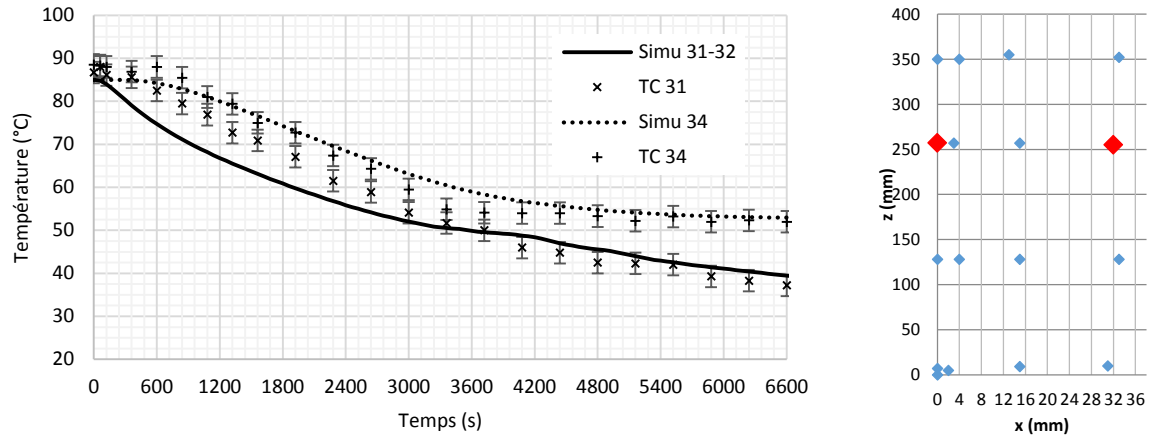


Figure 5.16. Comparaison : température du PCM à 250 mm de hauteur, décharge

La Figure 5.16 donne l'évolution de la température plus haut dans le compartiment de PCM aux points 31 et 34. A cette hauteur, il est intéressant de noter que le modèle prévoit un écart de température entre les deux points d'environ 15°C entre $t = 600$ s et $t = 3600$ s, alors qu'expérimentalement cet écart est plus faible, de l'ordre de 5°C. Un phénomène permet à la chaleur d'être conduite rapidement du centre du compartiment vers l'ailette. Il peut s'agir d'une cellule de convection naturelle peu intense, qui n'est pas simulée dans le modèle.



Ce qu'il faut retenir

Simulation du refroidissement du banc expérimental à basse température

La décharge thermique est simulée sans prendre en compte la convection naturelle et les courbes obtenues sont cohérentes avec les mesures effectuées. On en déduit qu'effectivement la convection naturelle n'intervient pas au cours de la décharge. La comparaison de la forme du front de solidification est rendue difficile à cause de la formation de PCM solide opaque sur le Plexiglas. Les premières photos comparées aux premières images extraites du modèle tendent à dire que le modèle simule correctement la forme du front. L'expérience est interrompue avant la fusion complète du PCM. Elle aurait nécessité selon le modèle trois fois plus de temps (6 heures). L'analyse porte donc sur une durée de décharge écourtée. Sur les 6600 s d'expérience, le modèle prédit fidèlement et pour tous les points de mesure l'évolution de la température. Donc, le modèle simule correctement la décharge de la cellule d'étude.

En conclusion, le modèle simule correctement la charge et la décharge de la cellule d'étude à basse température avec la paraffine en guise de PCM.

3 Modèle et comportement du TES à haute température, 600–800°C

Les résultats expérimentaux à haute température sont obtenus avec le banc d'essai à structure en nid d'abeilles (tubes). Le banc d'essai stocke la chaleur dans le carbonate de lithium entre 600 et 800°C.

3.1 Rappel sur les expériences retenues

Les pertes thermiques sur le banc d'essai ont été mesurées lors de plusieurs régimes permanents. Les expériences 22 et 29 sont respectivement caractéristiques du chauffage et du refroidissement du banc d'essai. Les informations essentielles sont les suivants :

- Les pertes thermiques correspondent à un flux de 100 W/m². Elles sont négligées compte tenu de la valeur du flux de charge ou de décharge plusieurs dizaines de fois supérieur.
- Expérience 22 : chauffe du banc, T_{init} = 640°C (uniforme), flux de chaleur = 15,7 kW/m².
- Expérience 29 : refroidissement du banc, T_{init} = 785°C (uniforme), flux variable en fonction du temps (décroissance de la température de l'air de refroidissement).

3.2 Chauffage du banc d'essai

3.2.1 Modélisation de la cellule d'étude du TES lors du chauffage

La modélisation représente les conditions expérimentales de la cellule d'étude au cours d'une charge thermique. La cellule d'étude est l'hexagone formé en joignant les centres de 6 tubes placés autour d'un tube. Tous les tubes de la cellule se comportent de la même manière (observation faite au chapitre 4). Par conséquent, le modèle ne représente qu'un seul tube en coupe autour d'un axe, en 2D axisymétrique (Figure 5.17).

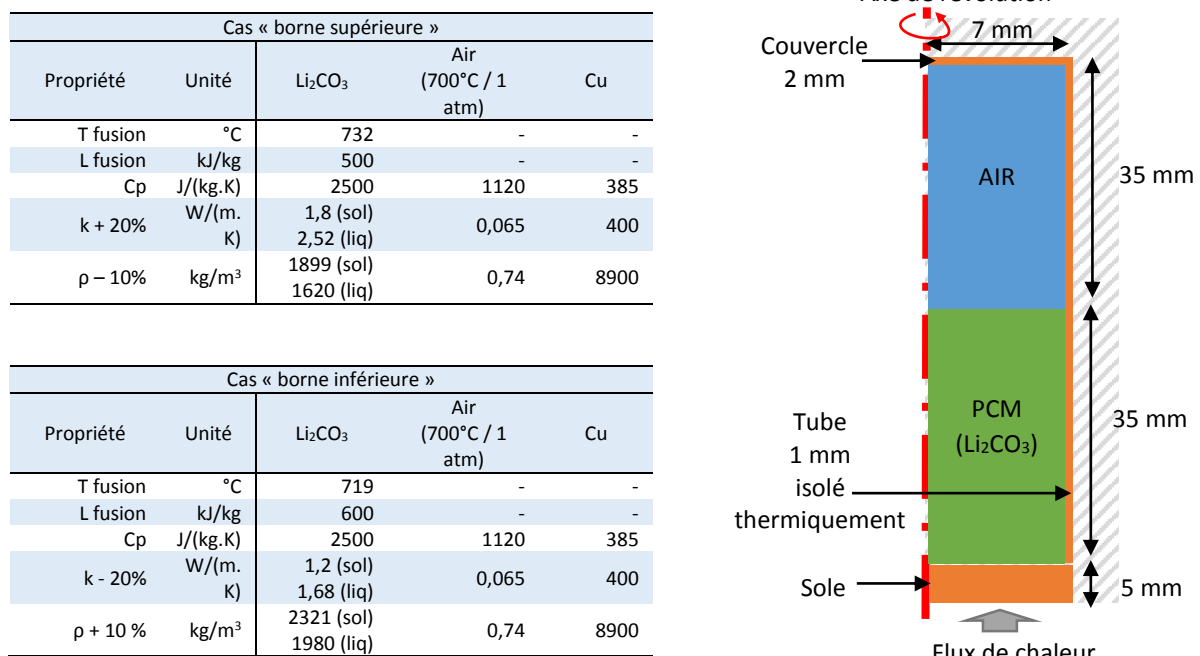


Figure 5.17. Propriétés thermophysiques des matériaux et géométrie 2D axisymétrique du modèle à structure en nid d'abeilles

Au cours du chapitre 2, il a été mis en évidence le fait que les propriétés thermophysiques du carbonate de lithium sont accompagnées d'une grande marge d'incertitude. Deux cas extrêmes sont donc considérés.

- Dans le cas appelé « borne supérieure », la température de fusion est élevée à 732°C, la chaleur latente de fusion est minimale à 500 kJ/kg, la conductivité thermique est maximale (augmentée de 20%) et la masse volumique est minimale (diminuée de 10%).
- Dans le cas appelé « borne inférieure », la température de fusion est basse à 719°C, la chaleur latente de fusion est maximale à 600 kJ/kg, la conductivité est minimale (diminuée de 20%) et la masse volumique est maximale (augmentée de 10%).

La représentation de la Figure 5.17 correspond à une tranche du tube (le long d'un rayon) et contient :

- Le domaine de PCM : un rectangle de 6 mm de large et 3,5 cm de haut ;
- Le domaine d'air au-dessus du PCM : un rectangle de 6 mm de large et 3,5 cm de haut ;
- Le tube de cuivre : un rectangle de 1 mm de large et 7 cm de haut ;
- Le couvercle en cuivre au-dessus de l'air, 2 mm d'épaisseur ;
- La sole en cuivre : un rectangle de 7 mm de large et 5 mm de haut.

Les mailles sont de type triangulaire. L'ensemble des domaines est maillé avec 3829 mailles dont la taille ne dépasse pas 0,5 mm dans le domaine de PCM et 0,25 mm dans le tube. Les conditions limites appliquées à la géométrie doivent simuler les conditions expérimentales de la chauffe :

Conditions initiales : La température initiale est uniforme dans les domaines et vaut 640°C. Le PCM est solide ($f_l = 0$).

Conditions limites : La densité de flux de chaleur entrante uniquement dédiée au chauffage de la cellule d'étude a été calculée à 15,7 kW/m² lors de l'analyse expérimentale.

$$\varphi_{chauffe} = 15,7 \text{ kW/m}^2$$

Les pertes thermiques sont négligées compte tenu de leur valeur très faible (100 W/m²). Les autres segments situés au bord de la géométrie sont des conditions d'isolation thermique ou de symétrie (flux de chaleur nul). La continuité du transfert de chaleur est définie entre tous les domaines.

Simulation numérique : La relation 5.2 est implémentée dans le domaine de PCM pour la transformation du solide en liquide. La convection naturelle n'intervient pas (calcul du nombre de Rayleigh effectué à partir de la relation 3.7 et du 0 : $Ra = 4.10^5 < 9,1.10^6$). La simulation se déroule en transitoire, pendant une durée de 3600 s.

3.2.2 Comparaison entre les mesures et la simulation numérique

Les résultats de la simulation numérique sont comparés aux mesures à plusieurs endroits :

- Au niveau de la sole (thermocouple immergé dans le PCM en contact avec la sole) ;
- Dans le PCM à 1 et à 2 cm de hauteur ;
- Au niveau du tube de la matrice cuivre à 2 et à 4 cm de hauteur.

La Figure 5.18 compare l'évolution de la température au niveau de l'interface entre la sole et le PCM. Les mesures sont représentées par les croix accompagnées d'une barre d'erreur de $\pm 0,75\%$. Les courbes sont extraites de la simulation.

- La courbe en trait discontinu représente le cas « borne supérieure » ;
- La courbe en trait pointillé représente le cas « borne inférieure ».

A l'instant initial, la sole est à la température de 640°C. Le flux de chaleur entrant provoque l'élévation de la température de la sole. Entre $t = 0$ et $t = 1200$ s, les pentes simulées et expérimentales ne sont pas les mêmes. L'élévation de la température est plus rapide selon le modèle que celle mesurée. Le

modèle prédit donc un transfert de chaleur entre la sole et le PCM meilleur que celui observé. Vers l'instant $t = 1160$ s, le modèle prévoit que la température de l'interface se stabilise. Cette stabilisation est mesurée et est liée au changement d'état du PCM entre 719 et 730°C. Le modèle prédit une stabilisation jusqu'à $t = 2400$ s ou 3160 s selon le cas. Les mesures coïncident et sont situées entre les deux cas limites du modèle. Le saut de température mesuré à $t = 3120$ s marque la fin de la fusion mais n'est pas simulé. Il peut s'agir d'une imprécision de la mesure en considérant un thermocouple plus froid que le PCM liquide qui l'entoure, et qui se retrouve subitement entouré de PCM liquide chaud.

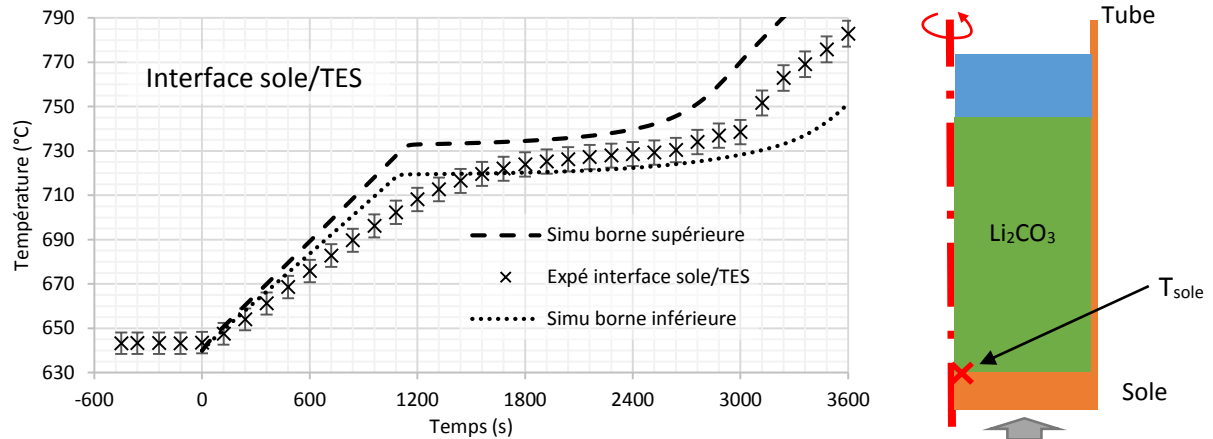


Figure 5.18. Comparaison : température de l'interface sole/TES, chauffage du banc d'essai

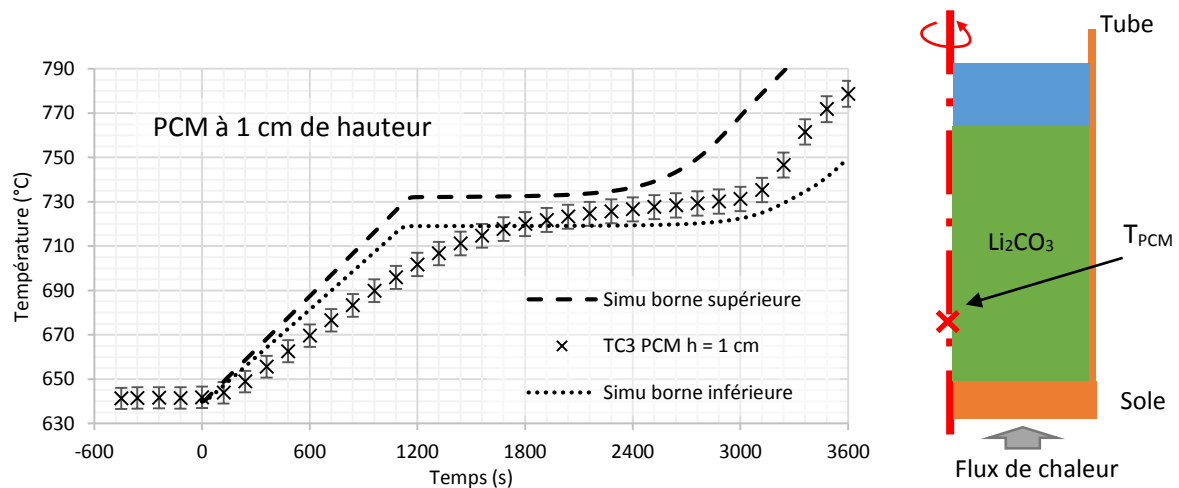
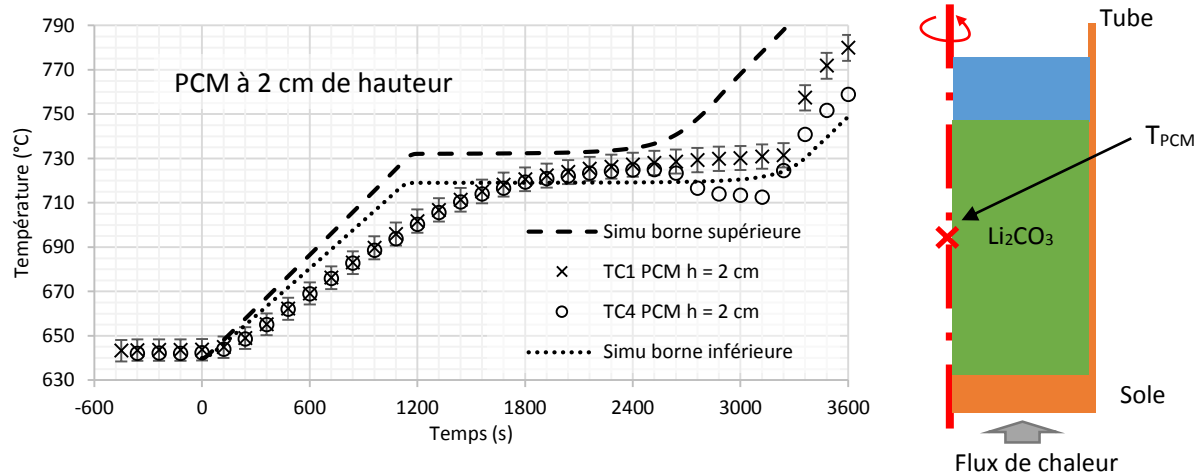


Figure 5.19. Comparaison : température du PCM à 1 et 2 cm de hauteur, chauffage du banc d'essai

La température dans le matériau à changement de phase (PCM) est comparée sur la Figure 5.19 aux 2 hauteurs mesurées à 1 et à 2 cm (avec $\pm 0,75\%$ d'erreur). L'extraction de données simulées est effectuée sur l'axe aux mêmes hauteurs. Comme au niveau de l'interface, le modèle ne capte pas la bonne croissance de la température en phase solide à 1 ou à 2 cm de hauteur. Les transferts de chaleur ne correspondent pas. La chute de température mesurée par TC4 en plein changement d'état n'est pas simulée. Cette chute ne trouve toujours pas d'explication physique logique mais le modèle permet de comprendre qu'il s'agit d'un phénomène au caractère isolé. Le modèle semble en revanche simuler correctement la croissance de la température en phase liquide.

La température du tube est mesurée et extraite du modèle à 2 et à 4 cm de hauteur sur la Figure 5.20. La mesure du tube est effectuée dans l'interstice entre trois tubes de cuivre. Il est par conséquent envisageable que la mesure soit affectée par la présence d'une petite quantité PCM.

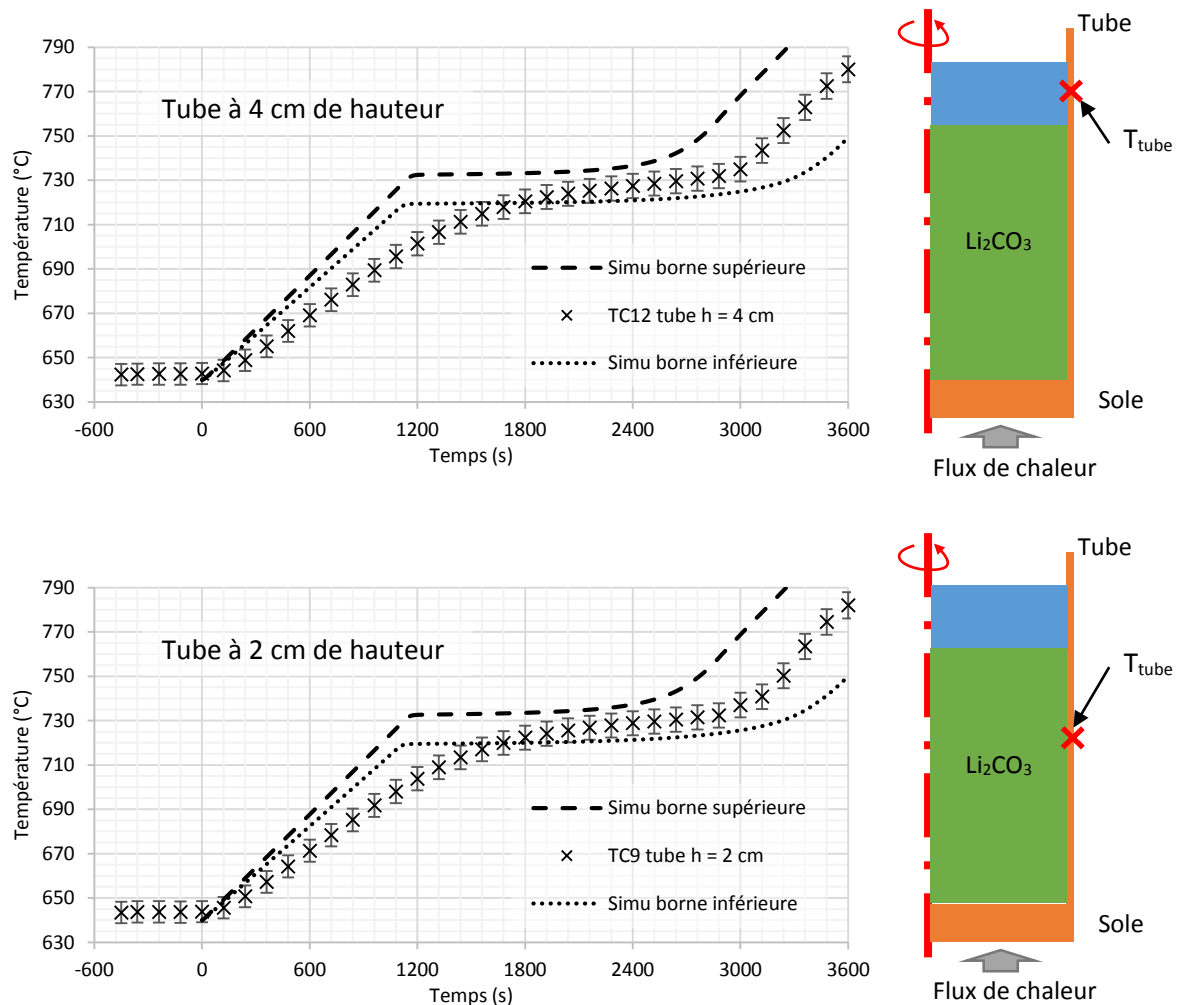


Figure 5.20. Comparaison : température du tube de cuivre, chauffage du banc d'essai

Les mêmes commentaires faits sur la Figure 5.19 peuvent être faits sur la Figure 5.20. Le modèle prévoit une évolution plus rapide de la température lorsque le PCM est solide.

A ce stade, le modèle semble être cohérent, dans le sens où il simule l'élévation de la température et la stabilisation durant le changement d'état, mais une imprécision persiste au début de la chauffe. Les pentes mesurées ne sont pas celles simulées.

Pour aller plus loin dans l'interprétation physique des transferts de chaleur, nous allons tenter de comprendre comment s'organisent les flux de chaleur. Les gradients de températures dans le sens

radial et axial sont le reflet de ces flux. A partir de points significatifs (par rapport aux points de mesure), des écarts de températures ($^{\circ}\text{C}$) plutôt que des gradients ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$) sont comparés.

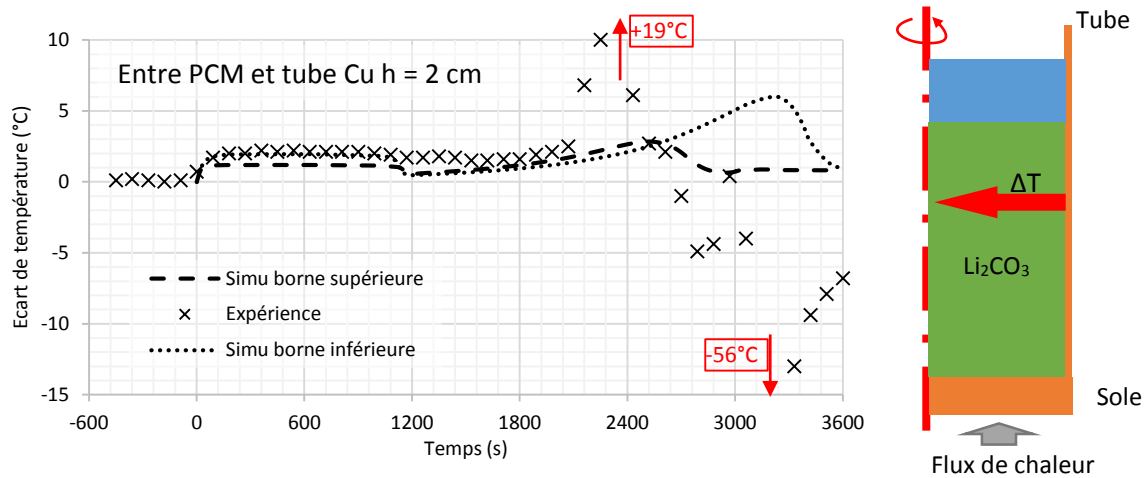


Figure 5.21. Comparaison : écart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM (TC1) et le tube (TC9), chauffage du banc d'essai

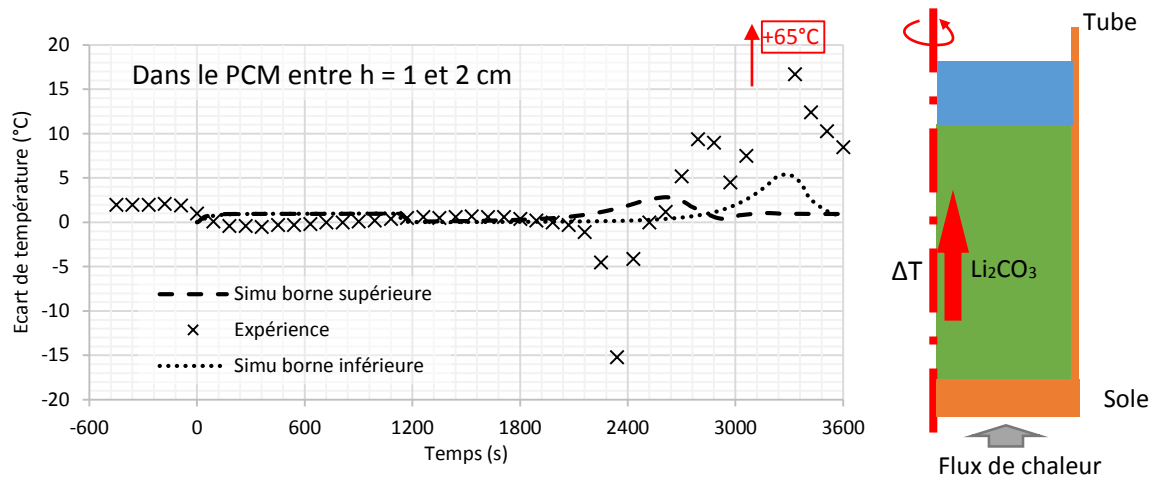


Figure 5.22. Comparaison : écart de température axial dans le PCM entre à 1 cm (TC3) et 2 cm (TC1) de hauteur, chauffage du banc d'essai

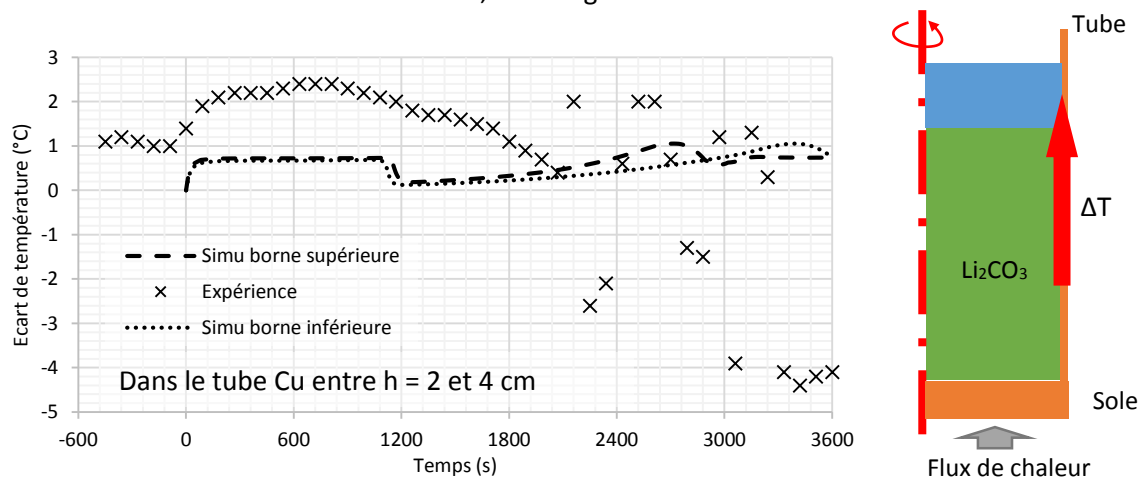


Figure 5.23. Comparaison : écart de température axial dans le tube entre à 2 cm (TC9) et 4 cm (TC12) de hauteur, chauffage du banc d'essai

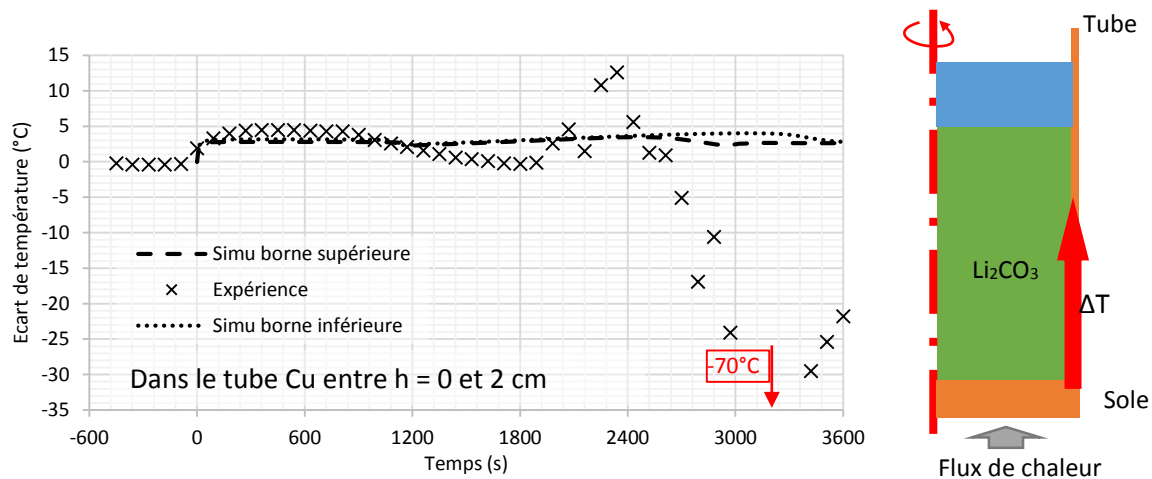


Figure 5.24. Comparaison : écart de température axial dans le tube entre la sole et 2 cm (TC9) de hauteur, chauffage du banc d'essai

Observations sur les écarts de température :

- Dans le sens radial, Figure 5.21, l'écart de température caractérise l'apport de chaleur dynamique de l'ailette vers le PCM. Les tendances d'évolution de cet écart sont assez bien représentées par le modèle jusqu'à $t = 1800$ s. Mais les valeurs mesurées sont supérieures à celles simulées. Cela dénote une performance de l'ailette moins bonne en réalité que celle simulée. A la fin du changement d'état, l'écart radial de température mesuré augmente jusqu'à 19°C à l'instant $t = 2320$ s avant de diminuer jusqu'à -50°C . Cette augmentation correspond au passage du front de fusion à 2 cm de hauteur. Le modèle simule une augmentation de l'écart de température à la fin du changement d'état mais beaucoup moins intense et plus tard, entre $t = 2600$ et $t = 3200$ s. La diminution n'est pas captée par le modèle. Cette diminution peut correspondre à une uniformisation de la température du PCM liquide alors que le tube reste froid. On peut alors émettre l'hypothèse que le tube ne reçoit plus de chaleur provenant de la sole.
- Dans le sens axial, l'écart de température caractérise le transfert de chaleur dynamique par conduction dans le PCM ou le tube. Dans le PCM, Figure 5.22, la mesure indique qu'il n'y aucun écart axial jusqu'au début du changement d'état. L'augmentation de cet écart (évolution attendue) est précédée d'une baisse importante qui n'est pas simulée. Comme si la chaleur atteignait d'abord le PCM à 2 cm de hauteur avant le PCM à 1 cm de hauteur. Au niveau du de la partie haute du tube de cuivre, Figure 5.23, l'écart de température mesuré est supérieur à celui simulé jusqu'au début du changement d'état. Par la suite, les mesures sont très dispersées alors que le modèle prédit une augmentation très faible de l'écart de température avec une valeur maximale à la fin du changement d'état. Dans la partie basse du tube de cuivre, Figure 5.24, doit rester constant selon le modèle, autour de 3°C . Les mesures dont état d'un écart de température pouvant atteindre 70°C vers la fin de la charge. Cette différence importante entre modèle et mesures, indique l'apparition d'une résistance thermique entre la sole et le tube.



Ce qu'il faut retenir

Simulation de la chauffe du banc d'essai à haute température

La simulation numérique de la chauffe du banc d'essai est cohérente mais ne représente pas exactement la réalité, surtout au début de la chauffe, tandis que le PCM est solide. A ce stade, la mesure ou le modèle peuvent être remis en cause. Pour expliquer la différence de pente, le thermocouple, de par sa gaine en inconel, peut se maintenir plus froid et fausser la mesure, et par rapport au modèle, des pertes de chaleur peuvent avoir été omises ou mal estimées.

Les écarts de température mesurés dans le sens radial et axial sont supérieurs aux prévisions du modèle. Cela amène à penser que l'effet d'ailette est moins bon expérimentalement que numériquement. Il est envisageable que l'ailette ne soit pas en contact avec la sole (résistance thermique). Cela pourrait expliquer le fait que l'ailette reçoit moins de chaleur en provenance de la sole.

Avant d'envisager une quelconque modification de la géométrie du modèle, le cas du refroidissement est étudié.

3.3 Refroidissement du banc d'essai

3.3.1 Modélisation de la cellule d'étude du TES lors de la décharge

La modélisation dans le cas du refroidissement est quasiment identique au cas du chauffage. La représentation géométrique est dessinée en 2D axisymétrique. Les domaines d'air, de PCM, du tube, du couvercle et de la sole en cuivre sont représentés sur la Figure 5.25. La dimension de la sole n'est pas à l'échelle, mais elle mesure 7 cm de haut pour se rapprocher des conditions expérimentales où le refroidissement est éloigné de la cellule d'étude.

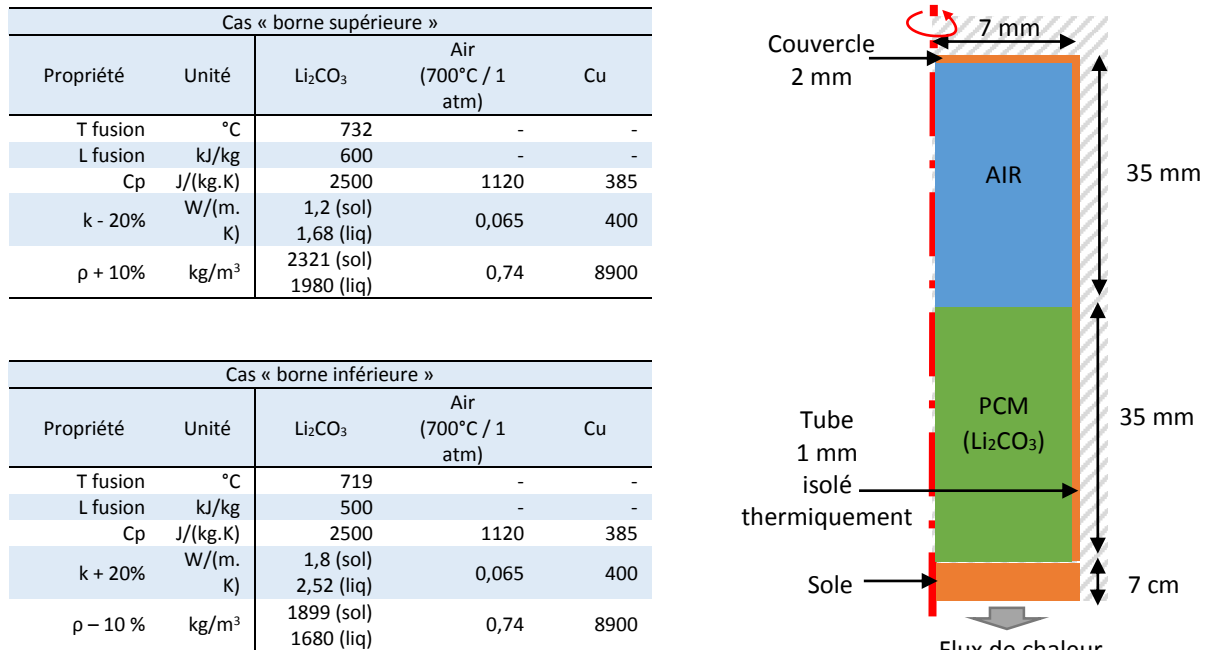


Figure 5.25. Propriétés thermophysiques des matériaux et géométrie 2D axisymétrique du modèle à structure en nid d'abeilles

L'ensemble des domaines est maillé avec des mailles de type triangulaire au nombre de 3669, dont la taille ne dépasse pas 0,5 mm dans le domaine de PCM et 0,25 mm dans le tube. Les conditions limites appliquées à la géométrie reflètent les conditions expérimentales du refroidissement :

Conditions initiales : La température initiale est uniforme dans les domaines et vaut 785°C. Le PCM est liquide ($f_L = 1$).

Conditions limites : La circulation de l'air n'est pas modélisée. Le puits de chaleur correspond à une densité de flux appliquée au niveau de la sole et dirigée vers l'extérieur. Elle est calculée à partir d'un bilan enthalpique sur l'air en fonction du temps :

$$\varphi_{refroid}(t) = \frac{\dot{m}_{air} C_{p,air}(\overline{T_{air}(t)}) (T_{air}^{OUT}(t) - T_{air}^{IN})}{\pi R_{banc}^2} \quad \text{Rappel (4.35)}$$

$$\varphi_{refroid}(t) = -0,1711 t + 403,35 \text{ kW/m}^2 \quad \text{Rappel (4.37)}$$

Cette expression fait varier la densité de flux de 380 à 220 kW/m² et n'est valable que pour t compris entre 120 et 1080 s. Durant cette période, les autres parois de la cellule d'étude sont considérées isolées thermiquement.

Simulation : La transformation du PCM est pilotée par la relation 5.3. La simulation est de type transitoire, t varie de 120 à 1080 s par pas de 1 s, et ne prend pas en compte la convection naturelle. Il n'y a aucun calcul pour t compris entre 0 et 120 s.

3.3.2 Simulation numérique du refroidissement avec un flux dépendant du temps

La densité de flux de refroidissement varie donc de 380 à 220 kW/m² entre les instants $t = 120$ s et $t = 1080$ s. Les évolutions de la température au niveau de la sole et du PCM sont comparées sur la Figure 5.26.

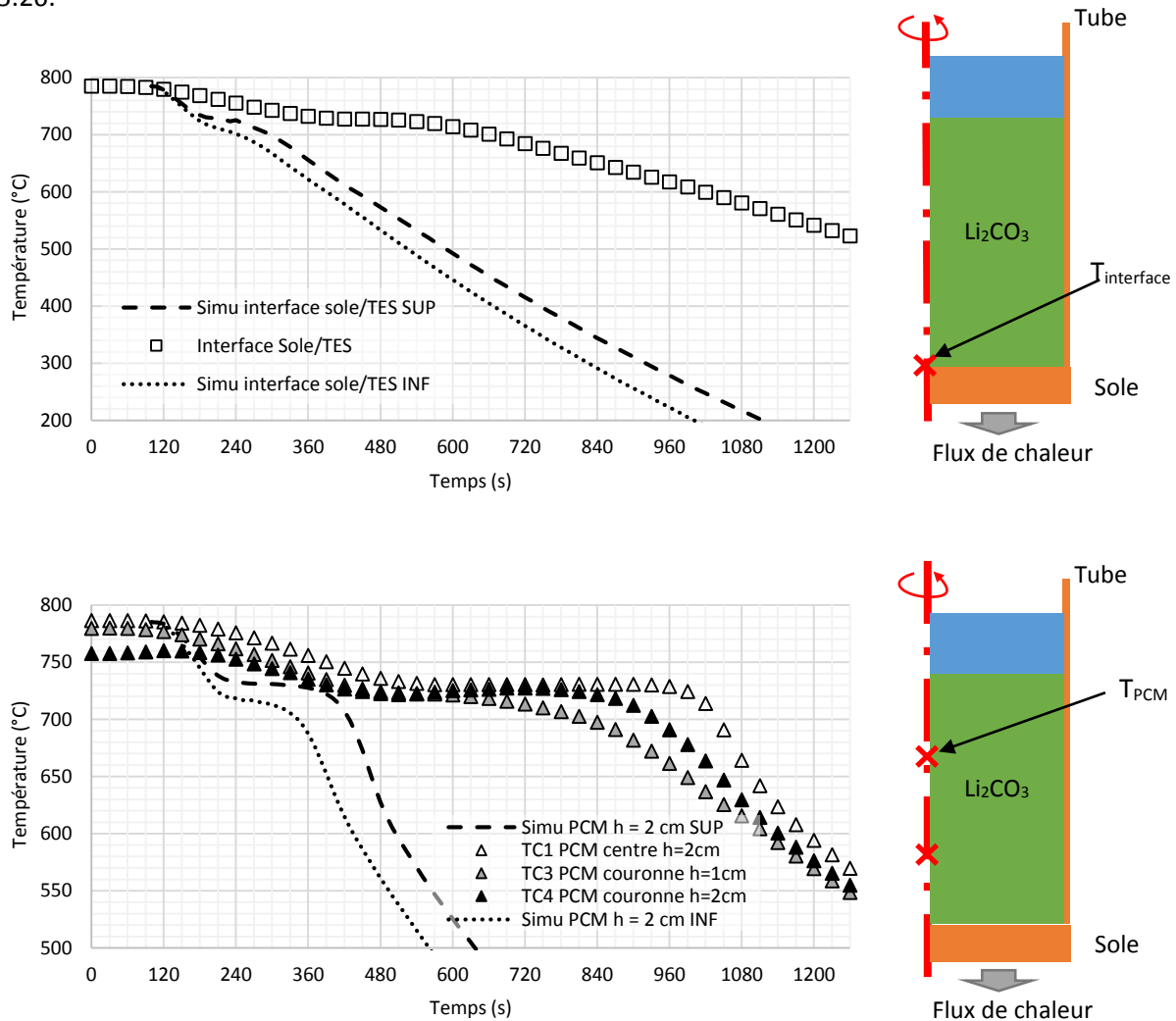


Figure 5.26. Comparaison : température de la sole et du PCM à 2 cm de hauteur, refroidissement du banc d'essai avec un flux linéaire de 380 à 220 kW/m²

Sans approfondir la comparaison des courbes expérimentales et numériques de la Figure 5.26, il est évident que la densité de flux de refroidissement appliquée est surestimée. Le bilan enthalpique sur le flux de refroidissement contient une erreur surement liée à la mesure de la température de l'air. Il est possible que le thermocouple mesurant la température de l'air en sortie soit trop proche du tube. Du fait que le flux de refroidissement n'est pas connu, un flux de refroidissement constant est appliqué au modèle. L'objectif est de modéliser correctement les vitesses de décroissance de la température, en particulier celle de la sole où les erreurs de mesures sont très faibles.

3.3.3 Simulation numérique du refroidissement avec un flux constant

Afin de proposer une gamme de valeur de flux de refroidissement à imposer au modèle, étudions la quantité d'énergie supposée déchargée dans la cellule d'étude et le banc d'essai :

- Dans la cellule d'étude, environ 30 kJ sont déchargés sur une durée de 1100 s et une surface de 5.10^{-4} m^2 . Le flux de refroidissement moyen résultant vaut 60 kW/m^2 .
- Dans le banc d'essai, environ 1,2 MJ sont déchargés sur une durée de 1100 s et une surface de 7.10^{-3} m^2 . La densité de flux de refroidissement moyen résultante vaut 150 kW/m^2 .

Les cas avec un flux de refroidissement constant de 60, 80, 100, 120, 140 et 150 kW/m^2 ont été simulés en considérant les cas limites pour les propriétés thermophysiques du Li_2CO_3 . Le cas le plus représentatif du refroidissement est celui à 120 kW/m^2 . La comparaison avec la température au niveau de l'interface sole/TES et celle du PCM à 2 cm de hauteur est présentée sur la Figure 5.27.

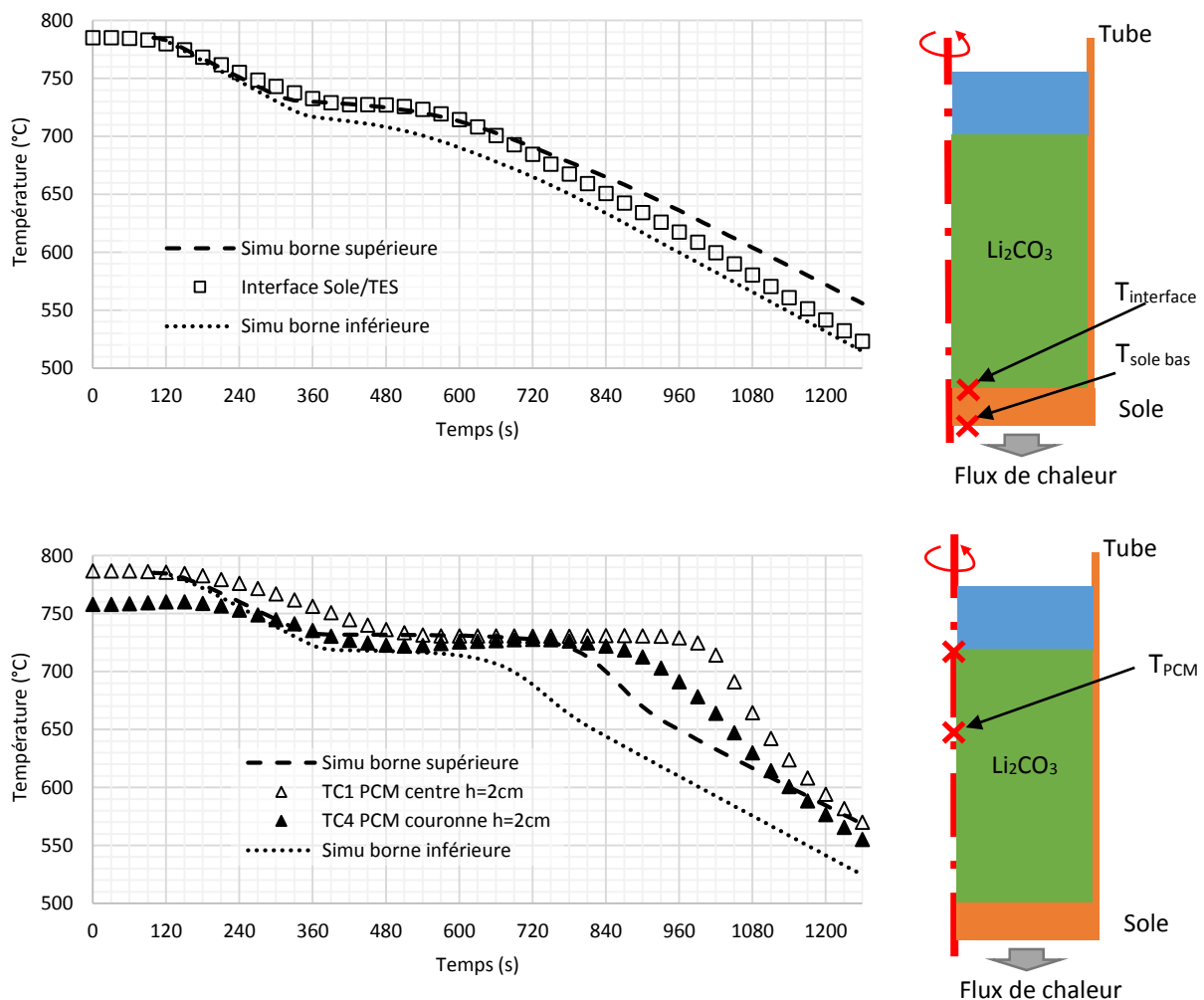


Figure 5.27. Comparaison : température de la sole et du PCM à 2 cm de hauteur, refroidissement du banc d'essai à 120 kW/m^2 constant

Le refroidissement avec un flux constant de 120 kW/m^2 semble se rapprocher davantage des conditions expérimentales que celui calculé par bilan enthalpique sur l'air (380 à 220 kW/m^2). La température de la sole est bien encadrée par les cas limites du modèle. La température du PCM à 2 cm de hauteur est en revanche moins bien représentée par le modèle. La solidification du PCM est plus longue expérimentalement. Avec la même démarche que l'étude de la chauffe, l'évolution des écarts

de température dans le sens radial et axial (dans le PCM et dans le tube) est comparée afin de comprendre l'orientation des flux de chaleur.

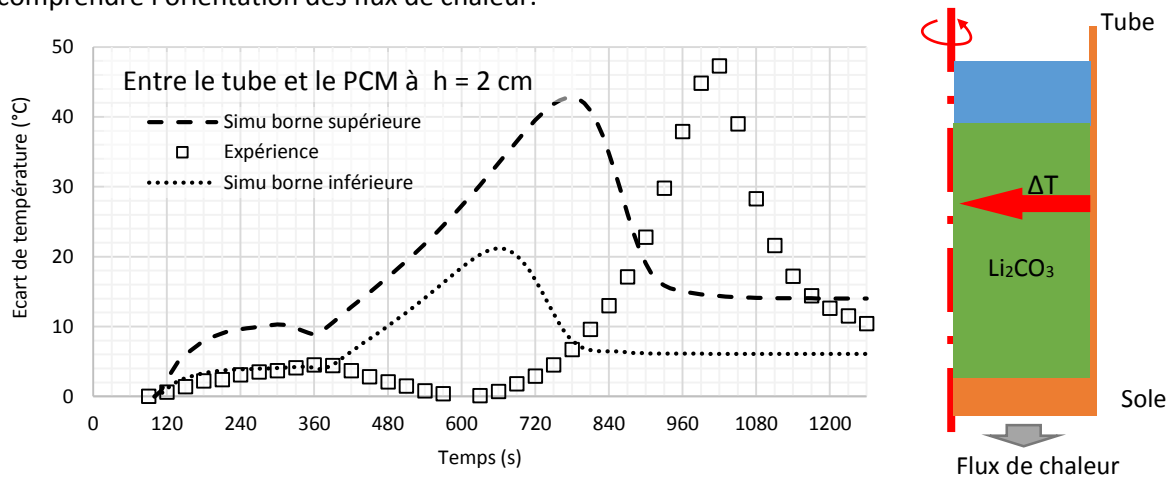


Figure 5.28. Comparaison : écart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM et le tube (TC1 - TC9), refroidissement du banc d'essai

Dans le sens radial (Figure 5.28), la forme de l'écart de température mesuré de type gaussienne est relativement bien captée par le modèle. Elle néanmoins décalée dans le temps par rapport aux mesures. Ce retard peut être lié à l'apparition d'une résistance thermique sous le tube. L'écart maximal de température est mesuré légèrement plus élevé que ce que prévoit le modèle. On en déduit que le flux de chaleur provenant de l'ailette est surestimé dans le modèle.

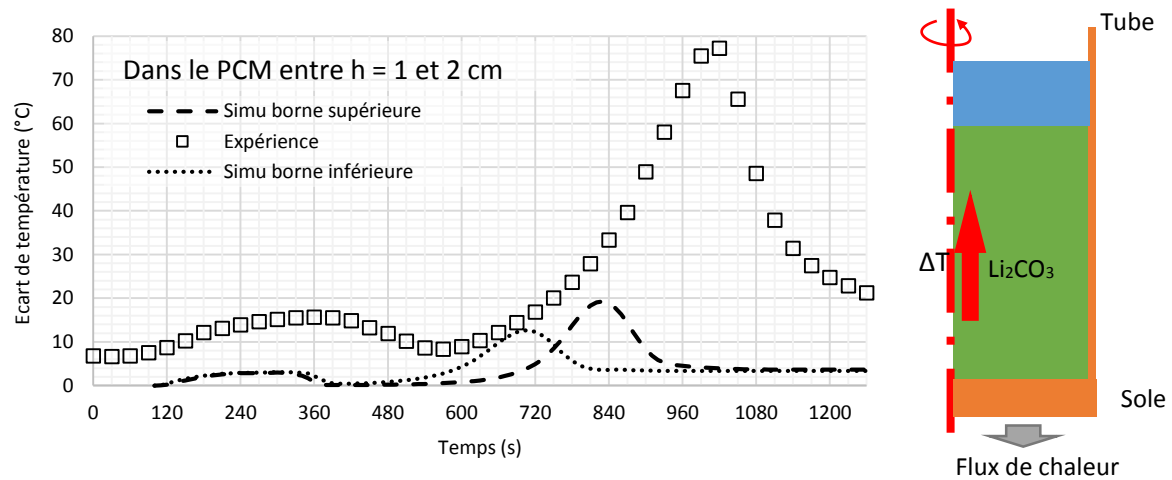


Figure 5.29. Comparaison : écart de température axial dans le PCM entre 1 cm et 2 cm de hauteur (TC3 - TC1), refroidissement du banc d'essai

Dans le sens axial, dans le PCM (Figure 5.29), le modèle et les mesures présentent des évolutions comparables. Mais on remarque deux différences majeures : un retard dans le temps et une valeur maximale différente. Le retard est identique à celui observé sur l'écart de température dans le sens radial. La valeur maximale de l'écart de température est mesurée autour de 80°C alors que le modèle prévoit un pic compris entre 13 et 19°C. Cette différence importante indique que le PCM est très sollicité expérimentalement dans le sens axial. On en conclut que le tube de cuivre ne joue pas son rôle d'extracteur de chaleur.

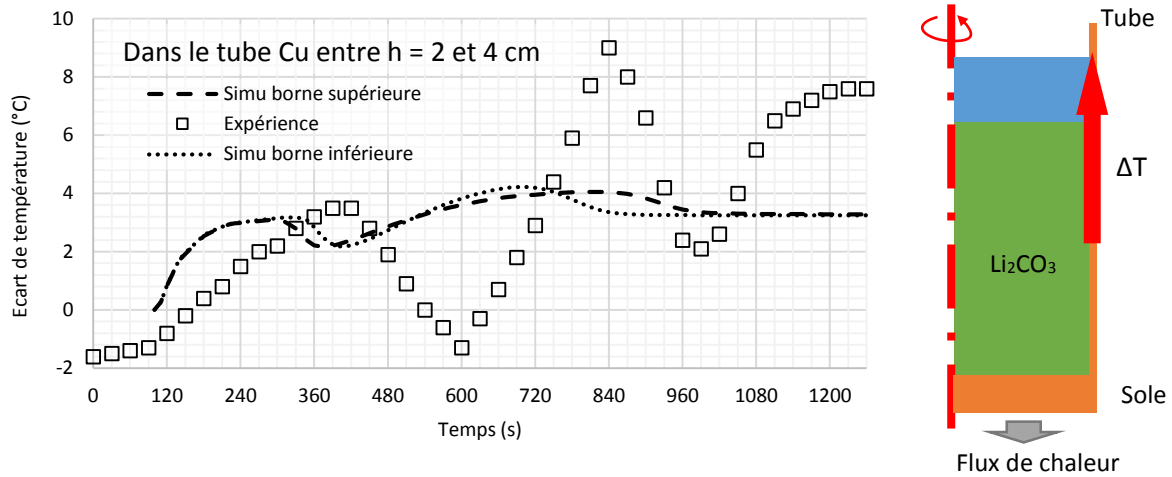


Figure 5.30. Comparaison : écart de température axial dans le tube entre 2 cm et 4 cm de hauteur (TC12 – TC9), refroidissement du banc d'essai

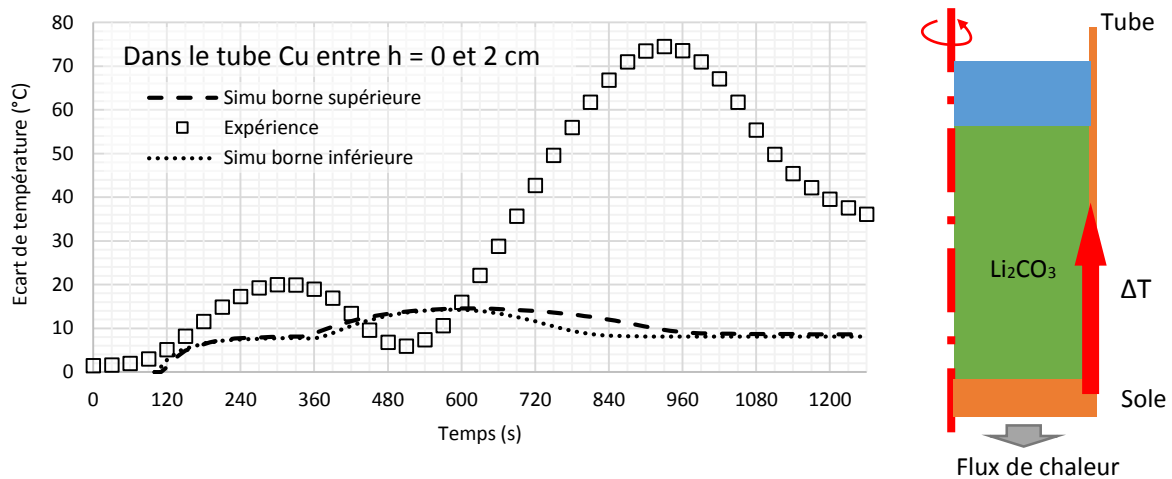


Figure 5.31. Comparaison : écart de température axial dans le tube entre la sole et le tube à 2 cm de hauteur (TC9 – TC interface), refroidissement du banc d'essai

L'écart de température dans le tube de cuivre est relativement constant selon le modèle (Figure 5.30 et Figure 5.31). Il se situe autour d'une dizaine de degré dans la partie basse du tube, entre la sole et 2 cm de hauteur, et se situe autour de 3°C dans la partie haute du tube, entre 2 et 4 cm de hauteur. Les écarts de température mesurés ne correspondent pas aux prédictions du modèle. Les mesures font état d'une succession de phase de croissance et de décroissance de cet écart.

Lorsque le refroidissement commence, la sole se refroidit plus vite que le TES expérimentalement. Le début de la solidification à proximité de la sole provoque un ralentissement du refroidissement d'interface sole/TES. Le TES et la sole se retrouvent à peu près à la même température. Dès que la solidification à proximité de la sole est terminée, il crée une résistance thermique. La sole se refroidit alors très vite sans refroidir efficacement le TES. Cela explique les deux pics observés sur la courbe expérimentale de la Figure 5.31.



Ce qu'il faut retenir

Simulation du refroidissement du banc d'essai à haute température

Après avoir mis en évidence une erreur sur l'estimation du flux par bilan enthalpique sur l'air, le refroidissement est simulé avec une densité de flux de 120 kW/m^2 constant. La simulation correspond mieux aux observations mais n'est toujours pas satisfaisante. L'écart de température axial dans le PCM et dans le tube de cuivre (partie basse) est très intense selon les mesures. Le modèle ne capte pas cette intensité. Cette comparaison remet en question soit le modèle, soit la mesure :

- Dans le cas du modèle, la différence observée peut s'expliquer si un apport de chaleur ralentit la chute de la température du PCM. La cellule d'étude est isolée thermiquement mais l'apport de chaleur peut être envisagé par conduction à partir de l'isolant ou par rayonnement à partir de la matrice cuivre. La géométrie du modèle peut également être remise en cause dans le cas d'un mauvais contact entre la sole et l'ailette. Cette hypothèse a été émise également en comparant le modèle et les mesures dans le cas du chauffage.
- La mesure peut être remise en cause en considérant que le thermocouple (TC) est intrusif. La gaine du TC est en inconel et mesure 2 m de long jusqu'à l'appareil de mesure. La gaine est une source de pertes de chaleur. Si sa température est élevée dans le banc, lors du refroidissement, la pointe du TC peut être en contact avec du PCM liquide localement alors que le PCM s'est solidifié à proximité. Cela peut expliquer le retard mesuré par rapport au modèle.

3.3.4 Investigation concernant les différences entre le modèle et les mesures

Dans l'objectif d'expliquer l'écart de température observé entre la sole et le PCM, un apport de chaleur, dont bénéficierait la cellule d'étude, est recherché. Il peut s'agir de rayonnement de la matrice cuivre ou de conduction provenant de l'isolant.

- Apport radiatif : compte tenu des températures élevées, un apport de chaleur par rayonnement de la matrice cuivre vers le PCM à travers l'air (transparent) est supposé. Or la Figure 5.32 montre que la température du couvercle est toujours inférieure à celle du PCM. Il n'est donc pas possible que le cuivre apporte de la chaleur par rayonnement au PCM. D'autre part, le PCM liquide est transparent. Par conséquent, il transmet une partie du rayonnement et en absorbe peu. En somme, le rayonnement ne peut apporter de la chaleur au PCM.

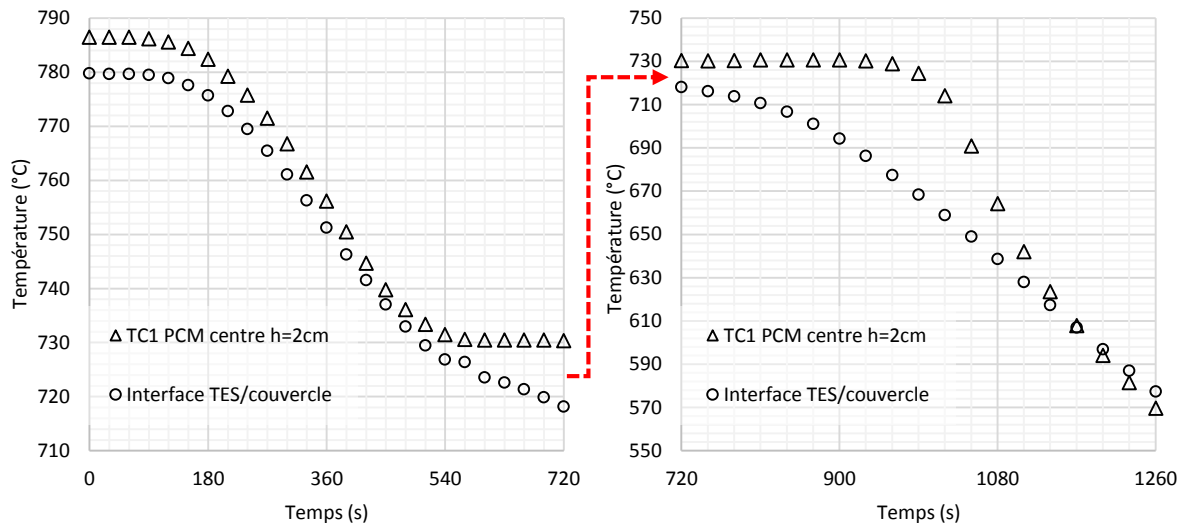


Figure 5.32. Mesure de la température du PCM à 2 cm et de celle du couvercle, refroidissement du banc d'essai

- Conduction de l'isolant : au cours du chapitre 4, nous sommes parvenus à la conclusion que l'isolant n'apportait pas de chaleur au banc d'essai durant les 1080 premières secondes du refroidissement. Cette affirmation est remise en cause ici. D'après la Figure 5.33, il est raisonnable de considérer que la température de l'isolant reste constante à 500°C à une distance de 10 cm du banc.

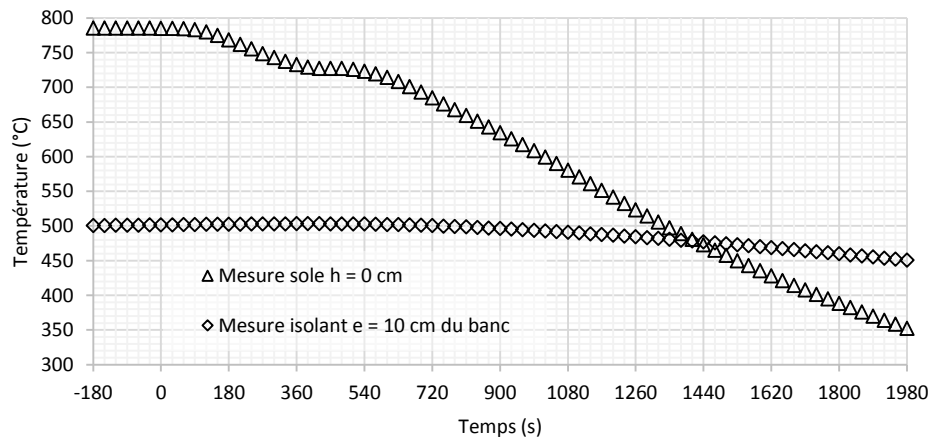


Figure 5.33. Mesure de la température dans l'isolant à 10 cm du banc, refroidissement du banc

Le flux de chaleur maximal transmis par conduction par l'isolant est calculé. Pour cela, une épaisseur de 10 cm et un refroidissement de 785 à 500°C est considéré. A partir du schéma de la Figure 5.34, les flux de chaleur dans le sens axial et radial sont calculés.

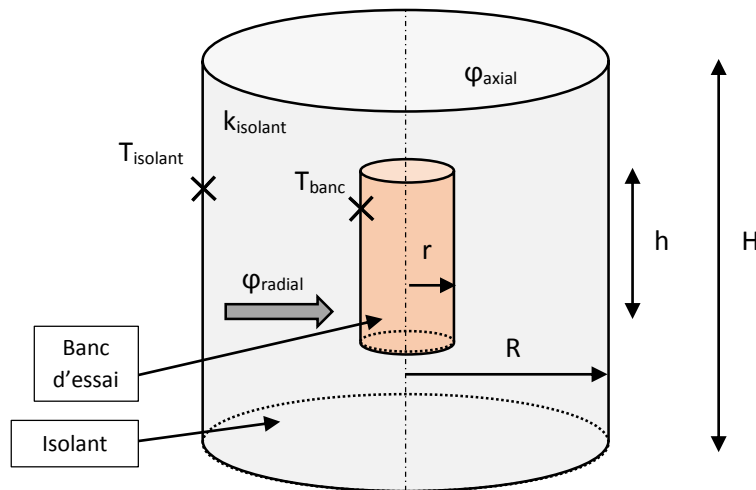


Figure 5.34. Schéma pour le calcul du flux maximal transmis de l'isolant vers le banc par conduction

Flux maximal radial	Flux maximal axial
$\varphi_{radial} = \frac{T_{banc} - T_{isolant}}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \times 2\pi k_{isolant} h \times \frac{1}{2\pi r h}$ $\varphi_{radial} = \frac{800 - 500}{\ln\left(\frac{0,1471}{0,0471}\right)} \times \frac{0,1}{0,0471}$ $\varphi_{radial} = 560 \text{ W/m}^2$	$\varphi_{axial} = \frac{k_{isolant}}{\frac{H-h}{2}} (T_{banc} - T_{isolant})$ $\varphi_{axial} = 2 \times \frac{0,1}{0,37 - 0,17} (800 - 500)$ $\varphi_{axial} = 300 \text{ W/m}^2$

Les flux maximaux obtenus sont de l'ordre de la centaine de W/m², que ce soit radialement ou axialement. Par rapport au flux de refroidissement de l'ordre de la centaine de kW/m², soit un rapport 1000, l'apport de chaleur provenant de l'isolant est négligeable.

La cellule d'étude ne bénéficie pas d'un apport de chaleur par rayonnement provenant de la matrice cuivre ou par conduction de l'isolant. La cellule d'étude est effectivement isolée thermiquement et il est correct de la considérer comme telle dans le modèle. Il s'agit donc d'une origine toute autre. Le modèle est remis en cause en supposant que l'ailette n'est pas en contact avec la sole.

3.3.5 Investigation concernant le contact tube-sole dans le cas du refroidissement

Une résistance thermique est introduite numériquement pour simuler un mauvais contact entre les tubes et la sole. Cette résistance thermique est représentée par un petit volume de 1 mm d'épaisseur placé sous l'épaisseur du tube. Afin de limiter la durée du calcul, le volume illustré sur la Figure 5.35 est apparenté à du PCM qui ne change pas d'état. Ce volume étant de petite dimension, il doit être maillé de façon fine. Les mailles sont de type triangulaire. L'ensemble des domaines est maillé avec 4528 mailles dont la taille ne dépasse pas 0,5 mm dans le domaine de PCM et 0,25 mm dans le tube et 0,1 mm dans le décollement sous l'aillette.

Cas « borne supérieure »				
Propriété	Unité	Li ₂ CO ₃	Air (700°C / 1 atm)	Cu
T fusion	°C	732	-	-
L fusion	kJ/kg	600	-	-
Cp	J/(kg.K)	2500	1120	385
k - 20%	W/(m.K)	1,2 (sol)	0,065	400
		1,68 (liq)		
ρ + 10%	kg/m ³	2321 (sol)	0,74	8900
		1980 (liq)		

Cas « borne inférieure »				
Propriété	Unité	Li ₂ CO ₃	Air (700°C / 1 atm)	Cu
T fusion	°C	719	-	-
L fusion	kJ/kg	500	-	-
Cp	J/(kg.K)	2500	1120	385
k + 20%	W/(m.K)	1,8 (sol)	0,065	400
		2,52 (liq)		
ρ - 10 %	kg/m ³	1899 (sol)	0,74	8900
		1680 (liq)		

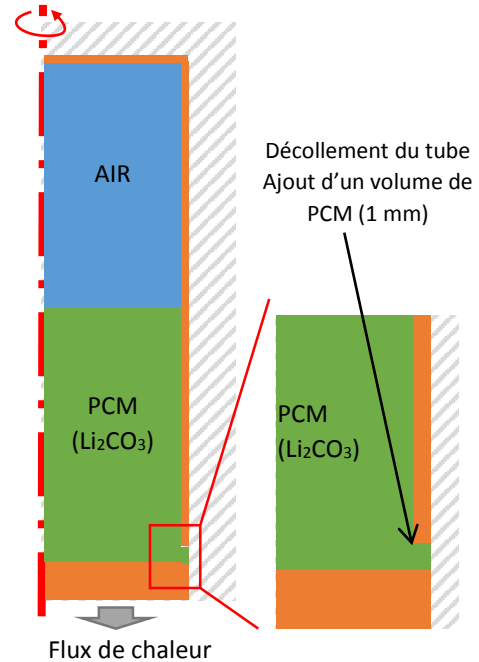


Figure 5.35. Propriétés thermophysiques des matériaux et géométrie 2D axisymétrique du modèle à structure en nid d'abeilles avec décollement du tube de cuivre

Les conditions initiales et limites appliquées à la géométrie reflètent l'expérience de refroidissement réalisée :

Conditions initiales : La température initiale est uniforme dans les domaines et vaut 785°C. Le PCM est liquide ($f = 1$).

Conditions limites : La circulation de l'air n'est pas simulée. Les comparaisons précédentes ont montré qu'une densité de flux de l'ordre de 120 kW/m² pouvait être considérée sous la sole. Les autres parois sont isolées thermiquement.

Simulation numérique : La transformation du PCM est pilotée par la relation 5.3. La simulation est de type transitoire, pour t compris entre 120 et 1080 s avec un pas de temps de 1 s, et ne prend pas en compte la convection naturelle. Il n'y a aucun calcul pour t compris entre 0 et 120 s.

Résultats : La simulation a été effectuée avec une densité de flux constante de 120 kW/m² mais c'est avec 140 kW/m² que les résultats sont les plus en adéquation avec les mesures expérimentales. Les graphes avec une densité de flux de refroidissement de 140 kW/m² sont présentés sur la Figure 5.36.

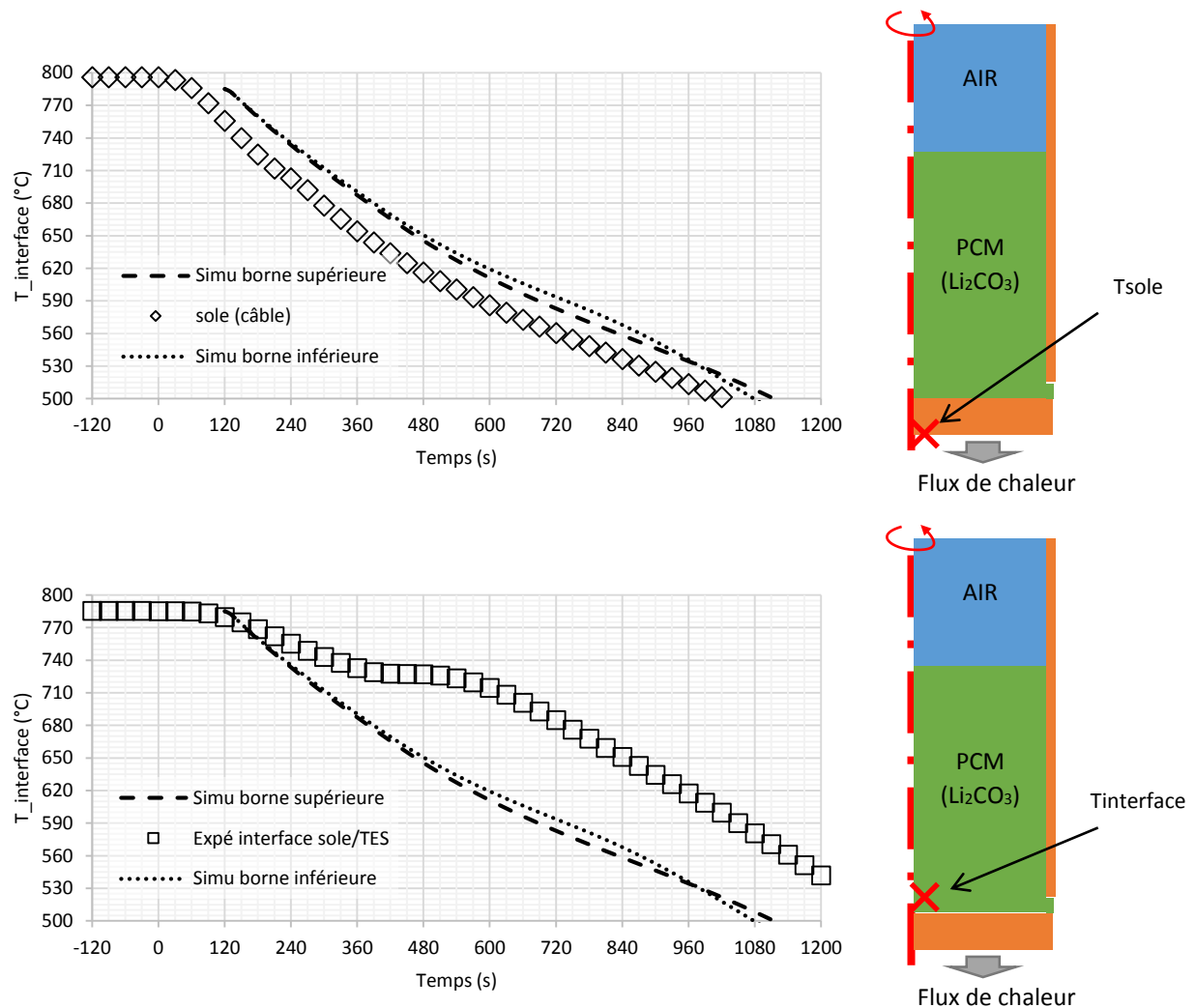


Figure 5.36. Comparaison : température au niveau de la sole, refroidissement avec décollement du tube de cuivre

La température mesurée autour la sole (dans le câble chauffant) est très proche de celle calculée par le modèle. On en déduit que la condition limite du refroidissement est cohérente avec l'expérience. Les courbes de simulations sont très proches. En effet, dans le cuivre ou à proximité de celui-ci, les propriétés thermophysiques sont identiques quel que soit le cas simulé. Le thermocouple plongé dans le PCM pour obtenir la température de l'interface sole/TES donne une mesure en accord avec le modèle jusqu'à $t = 360$ s. Ensuite, la température mesurée est supérieure aux prévisions du modèle. Une erreur de mesure est suspectée pour expliquer cette différence, telle que :

- L'inertie thermique du TC en contact avec la partie haute encore chaude du banc d'essai ;
- La position de la pointe du TC plus éloignée de la sole.

La température dans le PCM est mesurée et extraite du modèle à 1 et à 2 cm de hauteur (Figure 5.37).

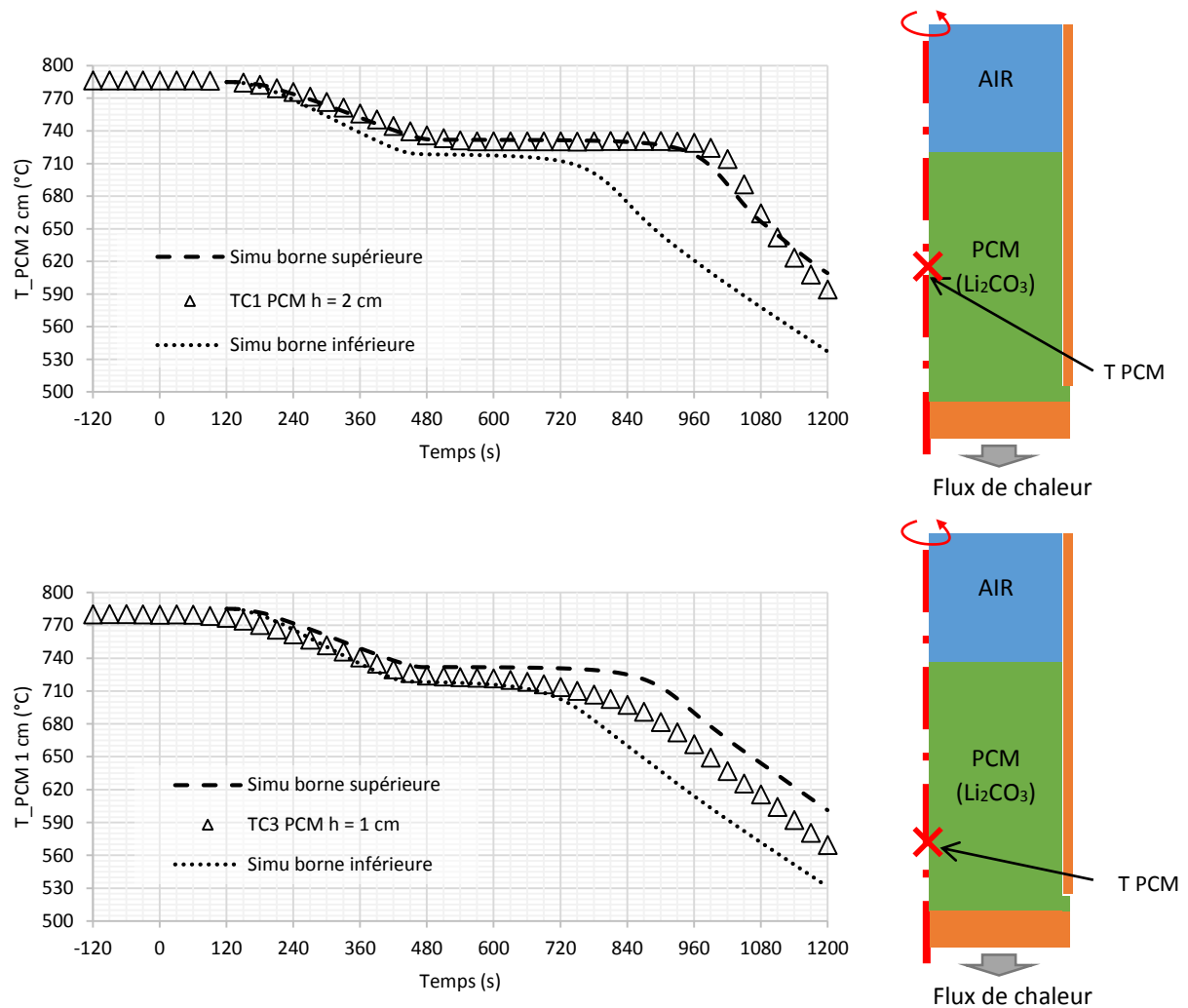


Figure 5.37. Comparaison : température dans le PCM, refroidissement avec décollement du tube de cuivre

A ces deux hauteurs, la température mesurée se situe entre les cas limites simulés par le modèle. Le thermocouple TC4 donne une température inférieure au début du refroidissement, en conséquence de la baisse de la température après la fusion ($\approx 10^\circ\text{C}$). A la hauteur de 1 cm, la mesure est particulièrement proche de la simulation « borne inférieure ». Les pentes de décroissance sont respectées comme la durée de solidification. Le petit écart de température initialement présent est retrouvé à la fin du refroidissement. A 2 cm de hauteur, le modèle prédit une brusque diminution de la température après la fin de la solidification. Cette baisse de température n'est pas particulièrement mesurée mais peut correspondre à un changement de pente, notamment mesuré par TC1.

La température du tube est mesurée et extraite à 2 et à 4 cm de hauteur. A ces deux hauteurs, la température mesurée se situe entre les cas limites simulés par le modèle.

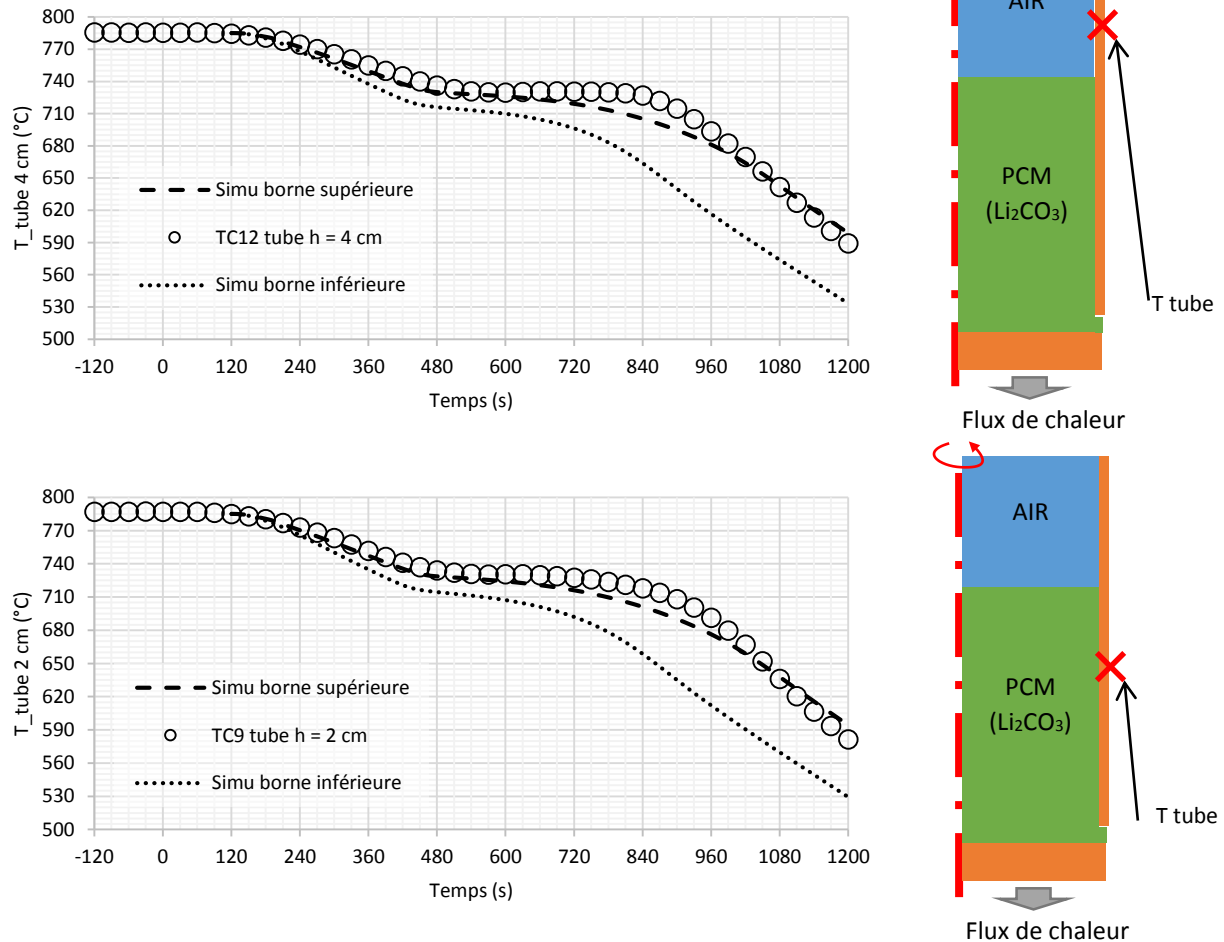


Figure 5.38. Comparaison : température du tube de cuivre, refroidissement avec décollement du tube de cuivre

Il ressort de toutes ces comparaisons que le décollement de l'ailette est un phénomène qui a beaucoup d'influence sur les transferts de chaleur dans le système de stockage. La comparaison entre le modèle et les mesures montre que la simulation nommée « borne supérieure » prévoit bien le comportement de la cellule d'étude du début jusqu'à la fin du changement d'état. La simulation « borne inférieure » semble être plus proche des mesures vers la fin du refroidissement alors que le PCM est solide. La modification des propriétés du carbonate de lithium est sans doute liée à cette observation, en plus du fait que la puissance d'extraction surement pas constante puisque l'air s'échauffe de moins en moins.

Le modèle met en évidence le fait que l'apparition d'un fort écart de température entre la sole et le PCM est due à un mauvais contact mécanique et thermique des tubes de la matrice cuivre. En effet, en pratique les tubes sont simplement posés sur la sole. Il est tout à fait envisageable qu'à force de cyclages et de changement de masse volumique, le Li_2CO_3 s'insère sous les tubes.

La modélisation du décollement de l'ailette semble correspondre avec les mesures effectuées. Pour conforter l'argumentation, l'évolution de l'écart de température radial dans le PCM (entre l'ailette et le centre du PCM) est présentée sur la Figure 5.39.

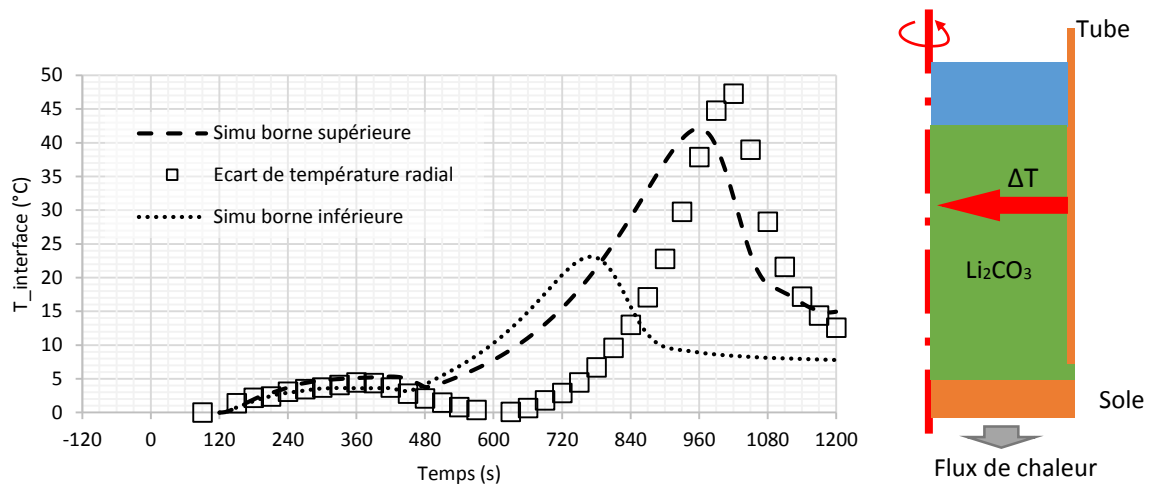


Figure 5.39. Ecart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM et le tube (TC1 - TC9) avec décollement, refroidissement du banc d'essai

L'écart de température radial, sur la Figure 5.39, est particulièrement bien capté par la simulation « borne supérieure ». Le maximum est correctement prévu par la simulation, autour de 50°C, et quasiment au même instant que les mesures, à une minute près. Ce n'était pas le cas sur la Figure 5.28 alors que l'ailette était en contact avec la sole.

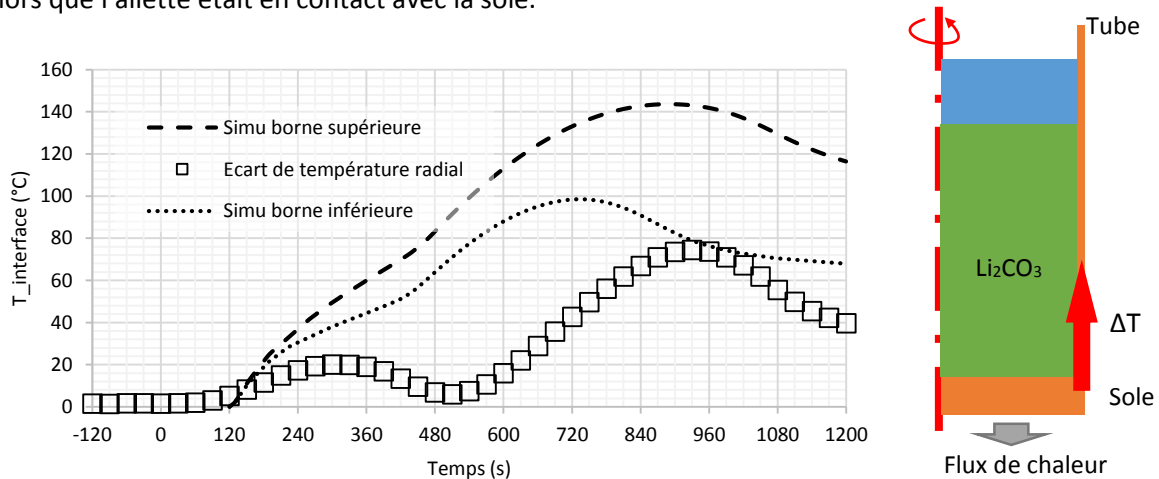


Figure 5.40. Ecart de température axial entre la sole et le tube de cuivre à 2 cm de hauteur (TC9 – TC interface) avec décollement, refroidissement du banc d'essai

Sur la Figure 5.40, l'allure de l'écart de température entre la sole et le tube à 2 cm de hauteur est très différente de celle qui a été présentée sur la Figure 5.31. Le modèle prévoit une très forte augmentation de l'écart de température, jusqu'à plus de 200°C. Expérimentalement, on ne mesure un écart maximal que de 70°C. La dimension du volume d'air placé sous le tube (1 mm) est peut-être trop importante.

Qu'en est-il de la charge si le tube n'est en pas en contact parfait avec la sole ?

De façon à nous conforter dans cette hypothèse de décollement de tube, la simulation numérique de la chauffe est reprise ici (Figure 5.41). A titre d'exemple, l'évolution de la température du PCM à 2 cm de hauteur est présentée, expérimentalement et numériquement.

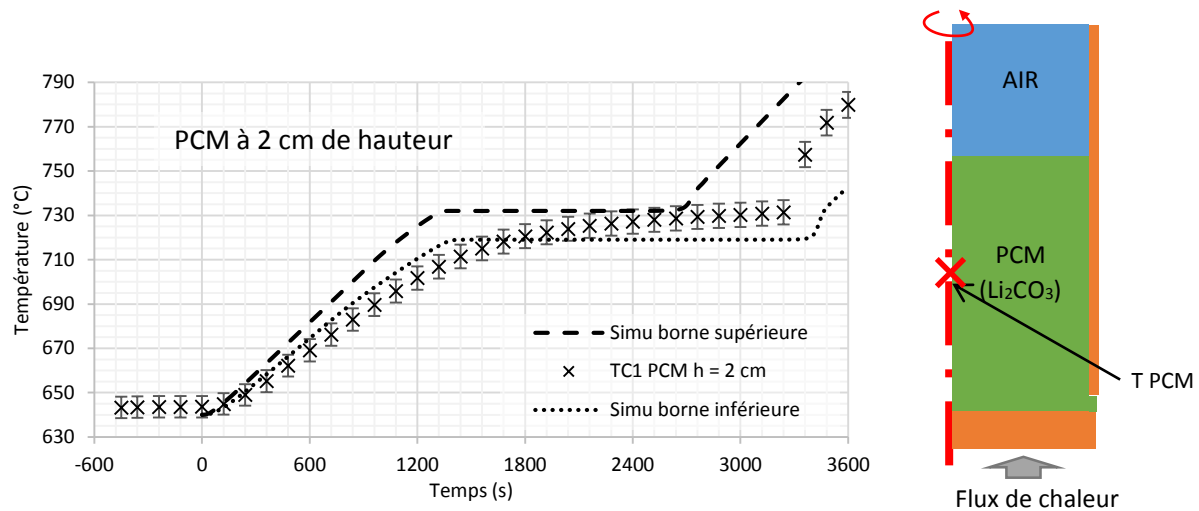


Figure 5.41. Température du PCM simulé avec décollement du tube, chauffage du banc d'essai

Par rapport à la Figure 5.19, la simulation avec décollement du tube prévoit mieux l'évolution mesurée de la température. Il subsiste cependant une différence lorsque le PCM est solide, la température mesurée reste inférieure à celle prédite. La résistance thermique peut avoir une influence différente selon que le PCM, situé sous le tube, est solide ou liquide. Ses propriétés thermophysiques sont différentes. Il s'agit d'une amélioration qui pourrait être apportée à la simulation numérique.

Bilan de l'exploitation du banc d'essai

A ce stade du mémoire de thèse, il est important de faire un point sur ce qui a été compris du stockage thermique à chaleur latente. Un modèle 2D est développé pour simuler le comportement du matériau à changement de phase dans une structure métallique en forme de nid d'abeilles. Parallèlement, un banc expérimental est construit. Il met en œuvre le Li₂CO₃ comme matériau de stockage et des tubes en cuivre comme intermédiaire de transfert de chaleur. Le banc d'essai n'est malheureusement pas entièrement rempli de PCM. L'analyse des expériences est cependant menée pour valider un modèle numérique. La comparaison des mesures et des prédictions du modèle donne dans un premier temps de nombreuses divergences. Après avoir recherché l'origine de ces différences, nous sommes parvenus à décrire correctement les transferts de chaleur et les évolutions de températures dans le banc d'essai. La simulation d'un contact non idéal entre les tubes et la sole permet de retrouver les tendances d'évolutions des températures dans la cellule d'étude. Le modèle physique associé à une représentation 2D du nid d'abeilles est ainsi validé.

Pour se conforter dans les performances réelles du stockage tel que nous l'avons conçu, un nouveau banc d'essai pourrait être fabriqué sur le même principe que celui existant mais en perçant les compartiments de PCM (nid d'abeilles) dans un cylindre de cuivre brut. Ainsi le contact entre la sole et la matrice métallique serait assuré. En effet, nous allons montrer, dans le paragraphe suivant (§3.4), l'importance de ce contact physique entre la surface d'échange et les tubes pour un refroidissement efficace.

Le modèle est à partir de maintenant considéré comme l'outil de dimensionnement de l'absorbeur-stockeur du projet Pégase. Pour le dimensionnement de cet absorbeur-stockeur, il est question de proposer une approche conceptuelle simple (chapitre 6). Cette approche fait appel à une simulation 1D. On se pose donc la question (§3.5) de la possibilité de simuler de façon monodimensionnelle le comportement du stockage à chaleur latente.

3.4 Importance du contact entre la sole et les tubes (effet d'ailette)

Le contact entre la sole et les tubes semble être d'une importance de premier ordre pour l'efficacité énergétique de la charge ou de la décharge. Dans le cas de la décharge, les résultats des simulations numériques, considérant ou non une résistance thermique sous le tube, sont comparés. Les conditions de simulation sont les suivantes :

- La résistance thermique est assimilée à un domaine d'air sous le tube de 1 mm d'épaisseur ;
- Le tube est complètement rempli de PCM, sur 7 cm de hauteur ;
- La température initiale est de 800°C, uniforme ;
- La densité de flux de refroidissement est de 125kW/m² ;
- La sole a une épaisseur de 5 mm ;

Pour cette comparaison, les propriétés thermophysiques du Li₂CO₃ sont moyennées entre les valeurs minimums et maximums. Les résultats présentés sur la Figure 5.42 montrent l'évolution de la température :

- Dans la sole, à 5 mm sous l'interface avec l'unité de stockage, où le flux est extrait ;
- Dans le PCM, à 7 cm au-dessus de l'interface, où la solidification survient le plus tardivement.

La température de la sole est présentée en trait continu, celle du PCM en trait pointillé. Le modèle simulant un contact parfait est en rouge, celui simulant un contact non idéal est en bleu.

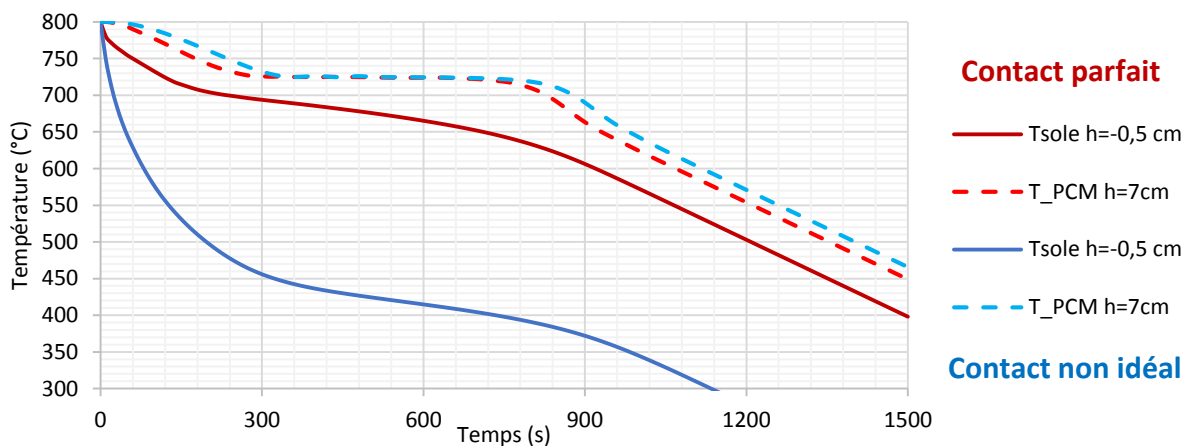


Figure 5.42. Comparaison de l'évolution des températures de l'interface sole/TES et du PCM avec contact parfait ou non idéal du tube sur la sole

L'influence d'un mauvais contact du tube sur la sole est très clairement démontrée grâce à la Figure 5.42. La température de la sole à 5 mm sous le TES se refroidit beaucoup plus rapidement – avec une durée de 1,5 min pour atteindre 600°C – que celle avec un contact parfait (15 min).

La différence des deux comportements thermiques est également illustrée par l'évolution de l'efficacité énergétique (cf. relations 3.15 et 3.16) qui compare l'énergie effectivement déchargée sur celle potentiellement déchargeable (sans gradient thermique) à chaque instant. Le potentiel énergétique est calculé en considérant l'écart de température entre la température initiale de 800°C et la température la plus froide : celle de la sole à 5 mm sous l'interface.

- Si la température de la sole est supérieure à la température de fusion, le calcul prend en compte la chaleur sensible du PCM liquide (relation 5.8) ;
- Si la température de la sole est inférieure à la température de fusion, le calcul prend en compte la chaleur latente du PCM solide (relation 5.9).

Pour être plus proche du cas réel, le calcul tient compte de la fraction de liquide instantanée (relation 5.9). Le détail du calcul est le suivant :

Si $T_{sole} > T_{fusion}$

$$Potentiel_{\text{énergétique}} = m_{PCM} C_{p_{PCM,sol}} (T_{init} - T_{sole}(t)) + m_{Cu} C_{p_{Cu}} (T_{init} - T_{sole}(t)) \quad (5.8)$$

Si $T_{sole} \leq T_{fusion}$

$$Potentiel_{\text{énergétique}} = m_{PCM} \left(\begin{array}{c} C_{p_{PCM,sol}} (T_{init} - T_{fusion}) \\ + f_L(t) \times L \\ + C_{p_{PCM,sol}} (T_{sole}(t) - T_{fusion}) \end{array} \right) + m_{Cu} C_{p_{Cu}} (T_{init} - T_{sole}(t)) \quad (5.9)$$

Et

$$\eta_{\text{énergétique}}(t) = \frac{\varphi S_{tube} \times \Delta t}{Potentiel_{\text{énergétique}}(t)} \quad (5.10)$$

Le résultat du calcul dans le cas d'un contact parfait et non idéal est présenté sur la Figure 5.43.

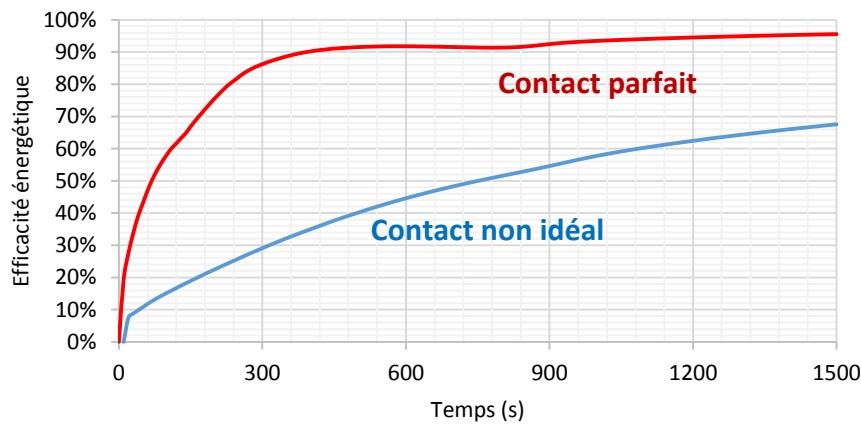


Figure 5.43. Comparaison de l'évolution de l'efficacité énergétique de décharge avec contact parfait ou non idéal du tube sur la sole

L'efficacité énergétique est initialement nulle. Elle augmente en même temps que l'écart de température entre la sole et le TES diminue au cours du temps. Dans le cas d'un contact parfait, l'efficacité énergétique atteint une limite autour de 95%, ce qui avait été dimensionné au chapitre 3. Dans le cas d'un contact non idéal, l'efficacité énergétique augmente mais reste très inférieure à celle avec un contact parfait. A l'instant $t = 900$ s, lorsque le TES est considéré déchargé dans le cas idéal, seule la moitié (55%) de l'énergie potentiellement déchargeable est déchargé avec un contact non idéal. L'énergie perdue correspond à l'établissement d'un fort gradient de température. La discontinuité observée sur la courbe bleue (contact non idéal) est due au fait que le pas de temps d'extraction des données du modèle est de 10 s. Or en 20 s, la température de la sole est inférieure à la température de fusion du PCM. L'efficacité énergétique passe alors de 0 à 8% de manière discontinue.

Afin d'aller plus loin dans la compréhension des transferts de chaleur, la cartographie thermique est extraite des simulations. Les isothermes sont tracées pour visualiser dans quelle direction la chaleur est évacuée. Les cartographies des Figure 5.44 à Figure 5.46 sont extraites aux instants suivants :

- A $t = 180$ s, la solidification débute ;
- A $t = 600$ s, la solidification est en cours ;
- A $t = 1080$ s, la solidification est terminée.

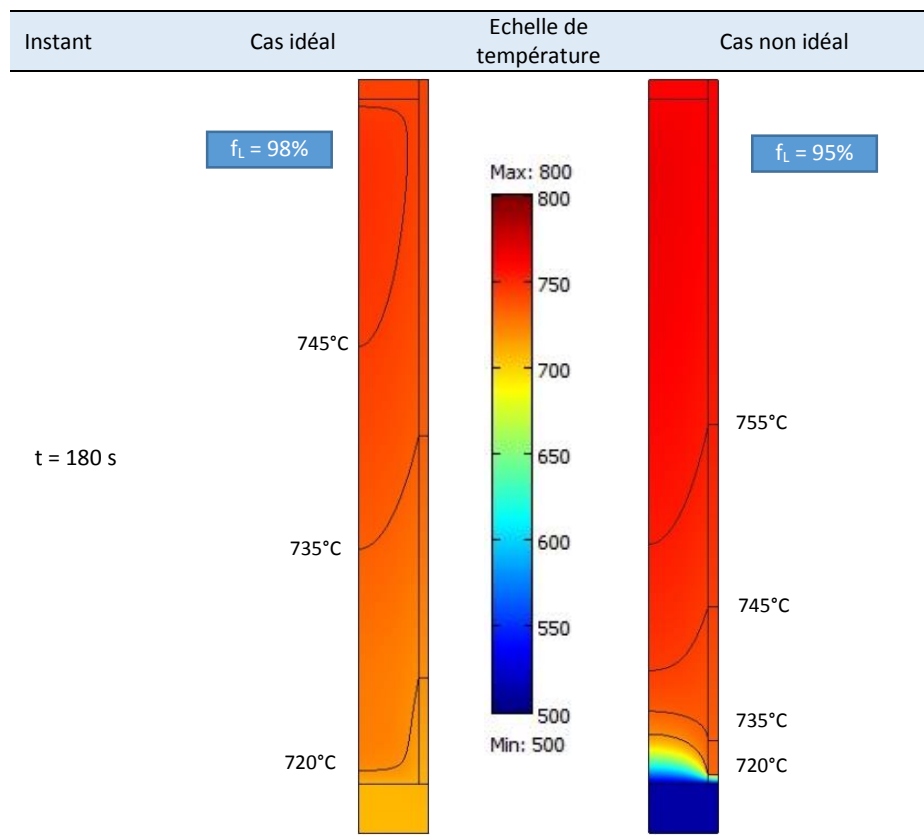


Figure 5.44. Comparaison de la distribution de la température à t = 180 s

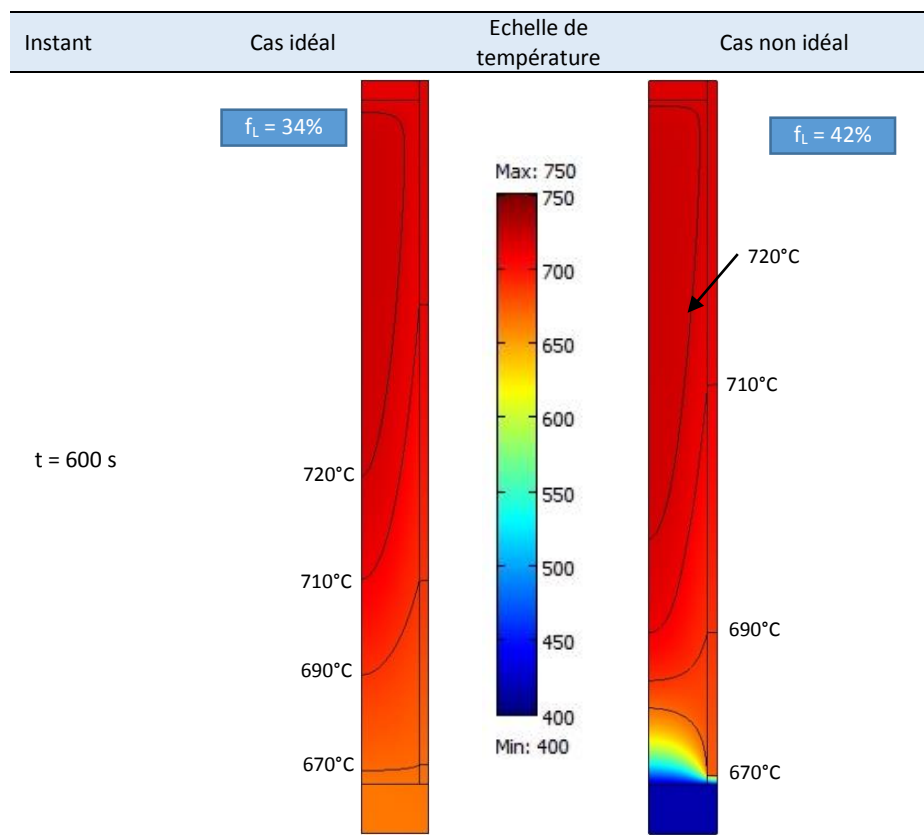


Figure 5.45. Comparaison de la distribution de la température à t = 600 s

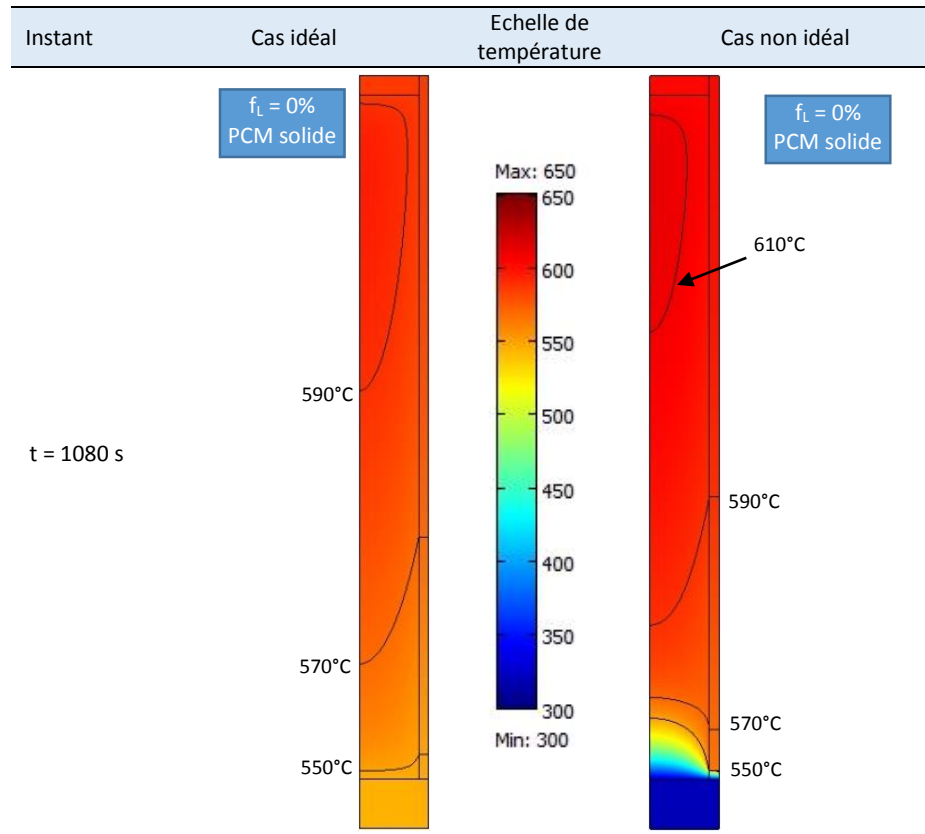


Figure 5.46. Comparaison de la distribution de la température à t = 1080 s

Les Figure 5.44 à Figure 5.46 mettent en relief la différence de la forme des isothermes à proximité de la sole. Lorsque le tube est en contact parfait avec la sole, les isothermes ressemblent toutes à des paraboles dirigées vers le haut. Lorsque le tube n'est pas en contact avec la sole, les isothermes sont inversées, dirigées vers le bas par rapport aux isothermes dirigées vers le haut dans la partie supérieure du PCM.

- A t = 180 s, il est intéressant de remarquer que l'isotherme à 735°C se situe vers la moitié de la hauteur du PCM dans le cas idéal, alors qu'il est situé proche de la sole et dans le cas non idéal. L'isotherme 720°C n'a pas du tout la même allure dans les deux cas simulés. Un très fort gradient axial de température se met en place dans le premier centimètre de PCM qui supporte tout le flux de chaleur. Le tube qui n'est pas en contact avec la sole ne joue qu'un rôle de distributeur de chaleur entre le PCM chaud (en haut) et le PCM plus froid (en bas). Il ne peut pas évacuer la chaleur vers la sole.
- A t = 600 s et t = 1080 s, alors que le PCM est en cours de changement d'état ou termine sa fusion, les isothermes sont également concentrées dans la partie basse du PCM. Comme précédemment, le tube décollé joue son rôle de répartiteur de chaleur dans la partie haute du PCM mais ne peut pas évacuer la chaleur vers la sole.

Les cartographies montrent que le tube métallique dirige dans tous les cas la chaleur du haut vers le bas. Mais pour qu'il y ait un effet d'ailette, le tube doit pouvoir évacuer la chaleur vers la sole. Lorsque le contact est imparfait, le PCM situé dans la partie la plus basse du tube subit tout le flux de chaleur. Il en résulte un fort gradient thermique sur quelques millimètres. Le PCM situé plus haut se refroidit alors beaucoup moins vite.

L'observation de l'intensité des flux, dans le sens radial (du PCM vers le tube) ou axial (vers la sole) confirme les hypothèses faites. Les courbes montrent l'évolution dans le temps du rapport du flux (radial ou axial) du cas non idéal sur le cas idéal d'un contact parfait entre le tube et la sole.

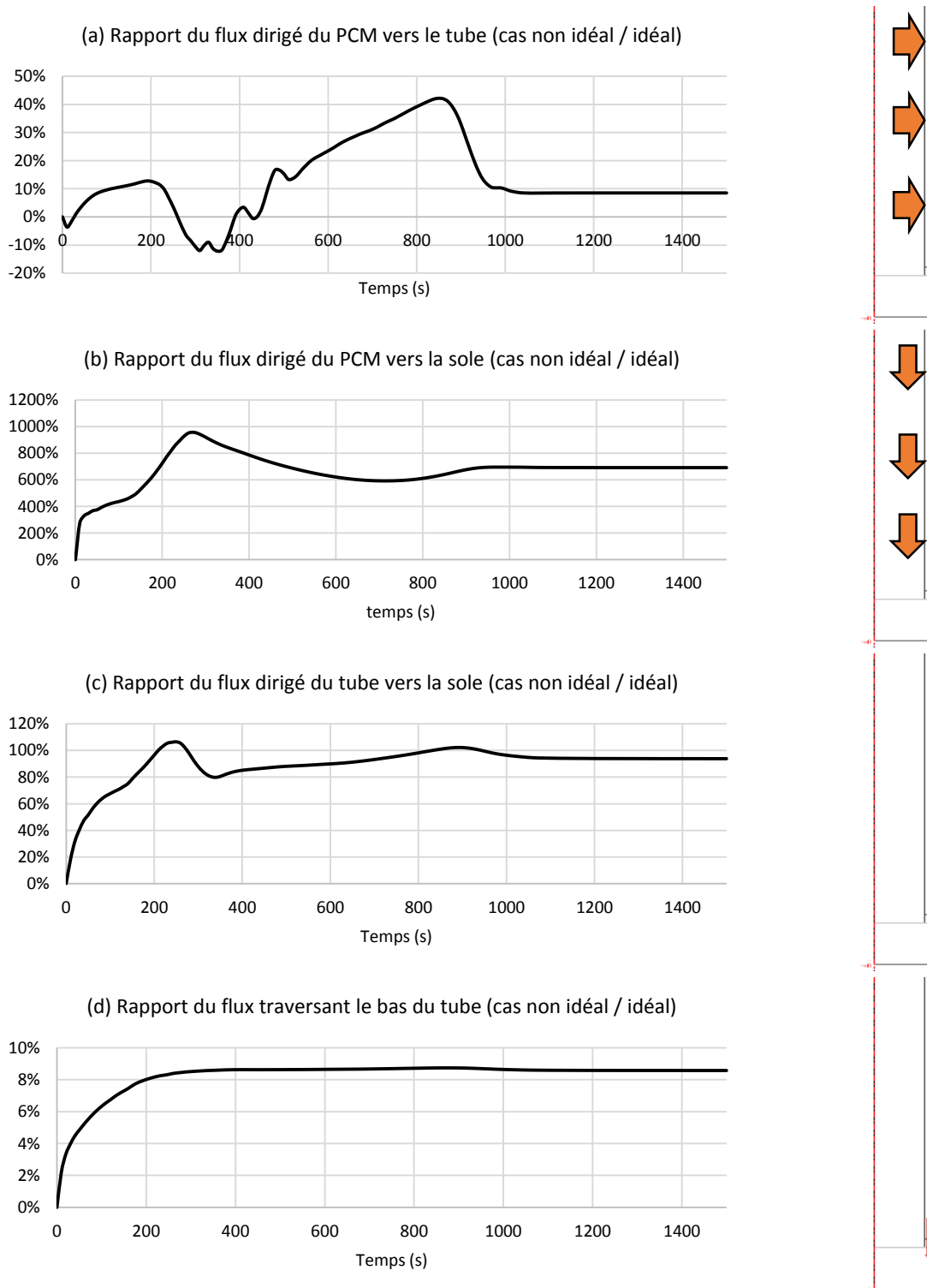


Figure 5.47. Evolution des flux dans le sens radial et axial au cours du temps

Comme le montrent les graphes de la Figure 5.47, dans le cas avec contact non idéal le flux dirigé du PCM vers le tube n'excède pas 40% du cas parfait (graphe a). Celui dirigé vers la sole (graphe b) est en revanche 8 fois plus élevé. Le flux dans le tube dirigé vers la sole (graphe c) est identique dans les deux cas. Ceci prouve que le tube est totalement sollicité dans le cas parfait, et sollicité à son maximum dans

le cas non idéal. Le véritable problème se situe au niveau du contact entre le tube et la sole (graphe d). Si le contact est non idéal le flux traversant le bas du tube ne vaut que 8% de celui du cas parfait. Ceci prouve que l'effet d'ailette est fortement impacté par un mauvais contact.

Dans ce paragraphe 3.4, l'importance du contact entre le tube et la sole dans l'évacuation de la chaleur est démontrée. Pour la suite de l'étude, avec un raisonnement sur un module absorbeur-stockeur, le contact est donc supposé parfait, pour bénéficier d'un effet d'ailettes et des performances optimales du stockage de protection thermique.

3.5 Simulation d'un comportement équivalent du TES

Les paragraphes précédents ont montré que le TES à chaleur latente met en jeu des transferts de chaleur dans deux directions principales, radiale (PCM vers matrice métallique) et axiale (TES vers surface d'échange). Dans l'objectif de faciliter la conception et la modélisation du module absorbeur-stockeur, on se propose ici de simuler en 1D la charge et la décharge du stockage thermique. Cette approche amène à considérer des transferts uniquement axiaux, dans un matériau qualifié d'équivalent, représentant un mélange entre la matrice métallique et le PCM.

Modèle :

Le modèle physique utilisé, pour modéliser la décharge du TES équivalent, est identique à celui utilisé pour le modèle de référence. Ce modèle a été présenté au chapitre 5, §1.

Géométrie :

L'intérêt d'étudier un comportement équivalent du TES est de s'affranchir du caractère bidimensionnel des transferts de chaleur. Le problème initialement représenté en 2 dimensions, à cause de la présence du tube, se représente alors en 1D comme le montre le schéma de la Figure 5.48.



Figure 5.48. Géométrie 1D pour simuler le comportement équivalent du TES

Le modèle 1D, appelé « équivalent », est ensuite comparé au modèle de référence : le modèle 2D axisymétrique monotube avec un contact idéal entre le tube et la sole. Dans chaque modèle, le TES est considéré complètement rempli de PCM sur 7 cm.

Conditions initiales et limites :

Nous nous intéressons à la comparaison des deux modèles dans le cas de la décharge uniquement. Le modèle étant complètement symétrique, le cas de la charge est similaire à celui de la décharge. Les conditions initiales et les conditions limites sont identiques dans les deux modèles pour pouvoir les comparer entre eux. Elles sont regroupées dans le Tableau 5.1.

Décharge	
Condition initiale	Tinit = 800°C, PCM liquide
Condition limite	Densité de flux de chaleur extraite : 125 kW/m² au niveau de la sole Autres paroi isolées thermiquement
Simulation	Transitoire, 1500 s ($\Delta t = 10$ s)

Tableau 5.1. Condition initiales et limites

Propriétés physiques :

Le TES modélisé en 1D n'est représenté que par un seul matériau, équivalent entre le cuivre du tube et le PCM. Les propriétés équivalentes sont calculées à partir des propriétés thermophysiques du PCM moyennes suivantes :

- La masse volumique du PCM vaut 1950 kg/m^3 ;
- La conductivité thermique du PCM vaut $1,8 \text{ W/(m.K)}$;
- La capacité calorifique du PCM vaut 2500 J/(kg.K) ;
- La chaleur latente à 725°C du PCM vaut 550 kJ/kg .

Le modèle de Swann-Pittman est choisi pour calculer les propriétés thermophysiques. Ce modèle est utilisé dans plusieurs travaux comme Sawann *et al.* 1961, Liu *et al.* 2012 et Xie *et al.* 2015. En considérant une densité de flux dans une direction axiale par rapport au nid d'abeilles, il s'agit de faire la somme arithmétique des propriétés du PCM et du cuivre en fonction du taux massique ou volumique de PCM. La masse volumique et la conductivité thermique se calculent à partir du taux volumique tandis que la capacité calorifique est relative au taux massique :

$$\rho_{\text{equiv}} = \tau_{\text{vol PCM}} \times \rho_{\text{PCM}} + (1 - \tau_{\text{vol PCM}}) \times \rho_{\text{Cu}} \quad (5.11)$$

$$k_{\text{equiv}} = \tau_{\text{vol PCM}} \times k_{\text{PCM}} + (1 - \tau_{\text{vol PCM}}) \times k_{\text{Cu}} \quad (5.12)$$

$$Cp_{\text{equiv}} = \tau_{\text{mass PCM}} \times Cp_{\text{PCM}} + (1 - \tau_{\text{mass PCM}}) \times Cp_{\text{Cu}} \quad (5.13)$$

Lors du dimensionnement du banc d'essai (chapitre 4, §2), les taux massique et volumique de PCM dans la cellule d'étude ont été calculés :

$$\tau_{\text{mass PCM}} = 42,8\% \quad \text{et} \quad \tau_{\text{vol PCM}} = 75,9\%$$

Le calcul de la chaleur latente équivalente n'apparaît pas dans les références bibliographiques. Elle est calculée ici en prenant le taux massique de PCM dans la géométrie monotube du modèle numérique avec un tube de rayon intérieur $r = 6 \text{ mm}$ et extérieur $R = 7 \text{ mm}$ (le taux massique du modèle est légèrement différent de celui de la cellule d'étude) :

$$L_{\text{equiv}} = L_{\text{PCM}} \times \frac{m_{\text{PCM modèle}}}{(m_{\text{PCM}} + m_{\text{Cu}})_{\text{modèle}}} = L_{\text{PCM}} \times \frac{r^2 \times \rho_{\text{PCM}}}{r^2 \times \rho_{\text{PCM}} + (R^2 - r^2) \times \rho_{\text{Cu}}} \quad (5.14)$$

Le Tableau 5.2 dresse la liste des propriétés thermophysiques à considérer dans le modèle de référence et dans le modèle équivalent du TES :

Propriétés thermophysiques	Modèle de référence 2D (PCM + tube)		Modèle équivalent 1D
	Carbonate de lithium	Cuivre	
Masse volumique kg/m^3	1950	8900	3625
Conductivité thermique W/(m.K)	1,8	400	98
Capacité calorifique J/(kg.K)	2500	385	1256
Chaleur latente (725°C) J/kg	550 000	-	208 000

Tableau 5.2. Calcul des propriétés thermophysiques du TES équivalent

Données extraites :

Les résultats du modèle de référence et du modèle équivalent sont comparés en observant l'évolution de la fraction de liquide et de la température à 4 endroits :

- Au niveau de la sole à 5 mm sous l'interface sole/TES ;
- Au niveau de l'interface entre la sole et le TES
- Dans le PCM à 3,5 et à 7 cm de hauteur.

Résultats :

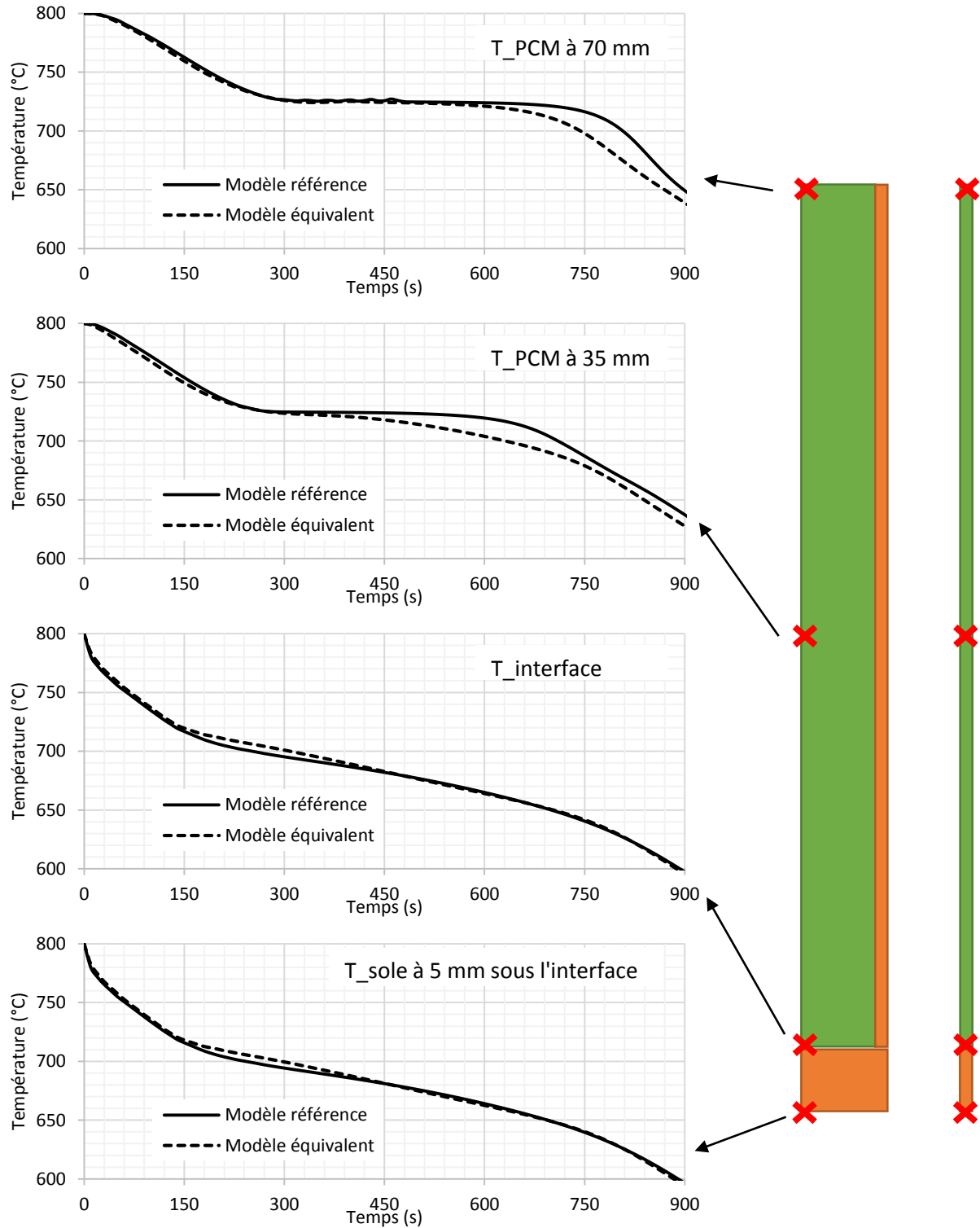


Figure 5.49. Comparaison entre le modèle de référence et le modèle équivalent du TES, évolution des températures

La comparaison de l'évolution de la température au niveau de la sole et à l'interface est identique dans les deux modèles. Ceci prouve qu'il est possible de représenter le comportement bidimensionnel du TES par un matériau unique. Ceci montre aussi que, du point de vue de la sole, le TES apparaît comme un matériau unique qui se décharge dans une direction principalement axiale. D'autres parts, comme la température de la sole est identique, l'efficacité énergétique est également la même. A $t = 900$ s, lorsque le stockage est déchargé, 94% du potentiel énergétique est extrait. L'évolution de la température dans le PCM à 3,5 et à 7 cm de hauteur est légèrement différente puisqu', selon le modèle, la température est extraite dans le PCM, ou bien extraite dans un matériau équivalent qui n'a pas les mêmes propriétés.

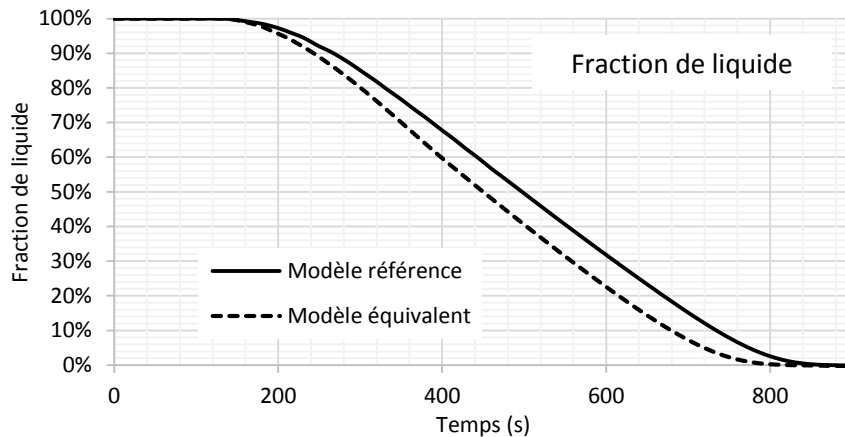


Figure 5.50. Comparaison entre le modèle de référence et le modèle équivalent du TES, évolution de la fraction de liquide

L'évolution de la fraction de liquide à la même allure dans les deux modèles. Dans le cas du modèle de référence, la solidification dure légèrement plus longtemps (écart d'une minute) car le produit de la masse par la chaleur latente est plus élevé :

$$(m \times L)_{equivalent} = 3625 * \pi * 0.007^2 * 0.07 * 208\,000 = 8100 \text{ J}$$

$$(m \times L)_{reference} = 1950 * \pi * 0.006^2 * 0.07 * 550\,000 = 8500 \text{ J}$$

En conclusion, du point de vue de la sole, on peut dire que les deux représentations du TES sont identiques. Cela signifie que du point de vue d'un module absorbeur, il est très pratique de considérer les propriétés équivalentes du stockage de chaleur dans l'objectif d'une intégration des deux éléments entre eux. Il est important de rappeler que ce comportement équivalent n'est valide que si le contact entre les tubes et l'absorbeur est idéal.

Conclusion

A partir d'un modèle thermique de la cellule d'étude, les transferts de chaleur dynamiques complexes d'un stockage à chaleur latente sont simulés. Les conditions expérimentales dans lesquelles sont placées les cellules d'études de chaque banc d'essai sont reproduites par la simulation numérique.

A basse température, le banc d'essai est constitué de trois cellules de largeur 76 mm et de hauteur 400 mm. Les cellules sont parallélépipédiques et séparées par une lame de cuivre d'épaisseur 8 mm. Le PCM utilisé est la paraffine. La simulation de la charge thermique prend en compte la convection naturelle dans la phase liquide du PCM. Les mouvements du PCM liquide influencent la forme du front de fusion et la durée de la charge du TES. Le modèle décrit de façon assez fidèle cette charge par rapport aux observations expérimentales et confirme ainsi l'influence de la convection naturelle. Dans l'ensemble, le modèle simule correctement l'évolution des températures au cours de la charge. La décharge thermique est simulée sans prendre en compte la convection naturelle. Bien que l'expérience n'ait pas permis d'atteindre la fin de la solidification, le modèle prédit fidèlement les évolutions de la température du TES. Ceci indique que la convection naturelle n'intervient effectivement pas au cours de la solidification. Dans les deux cas, les ailettes conduisent la chaleur de la sole vers le haut du TES (charge) ou inversement (décharge). Si la convection naturelle joue un rôle, c'est grâce à la largeur importante des compartiments de PCM. En décharge, la largeur des compartiments rend difficile la fusion du cœur du PCM, entouré par un solide peu conducteur. Les essais à haute température avec ce banc de première approche expérimentale conduisent à repenser le compartimentage du PCM. Le PCM doit être compartimenté dans des volumes plus petits au détriment de la convection naturelle pour la charge mais au bénéfice des transferts de chaleur dans le cas de la décharge.

A haute température, le banc d'essai est constitué de sept cellules verticales hexagonales adjacentes. Des tubes disposés verticalement composent ces cellules. La disposition est voisine d'un nid d'abeilles. Une cellule élémentaire correspond à l'hexagone joignant les centres de 6 tubes autour d'un tube central. Chaque tube mesure 12 mm de diamètre intérieur, 1 mm d'épaisseur, et 70 mm de hauteur de sorte que la convection naturelle ne peut se mettre en place. Le PCM utilisé est le carbonate de lithium, Li_2CO_3 . Le modèle qui ne représente qu'un tube de la structure en nid d'abeilles en contact idéal avec la sole simule des tendances d'évolution de températures cohérentes dans le cas de la charge et de la décharge mais avec quelques imprécisions. Une modification de la géométrie, considérant un contact non idéal, permet de retrouver les résultats expérimentaux.

Dans le cas de la charge, la durée et les températures finales sont en accord avec les expériences. Cela permet d'une part de confirmer que la convection naturelle n'intervient pas et que l'estimation de la densité de flux de chauffage, de $15,7 \text{ kW/m}^2$, est correcte. Le chauffage du PCM en phase solide est plus lent que celui du PCM en phase liquide. Cela s'explique car les propriétés du liquide sont légèrement meilleures et qu'il est en meilleur contact avec les surfaces de cuivre.

En décharge, la puissance de refroidissement imposée par l'écoulement d'air dans les conduits est mal connue à cause d'une mesure de la température de l'air trop proche du conduit. A partir de la simulation numérique, on sait que la décharge s'est déroulée avec une densité de flux de 140 kW/m^2 . Cette valeur est relativement proche du point de dimensionnement à 125 kW/m^2 . Des sources ou pertes de chaleur sont recherchées pour expliquer les différences de pentes des évolutions des températures. Les calculs montrent que la cellule d'étude est isolée thermiquement et ne reçoit pas de chaleur de l'extérieur. La simulation d'un mauvais contact entre le tube et la sole est introduite et permet d'expliquer les tendances mesurées.

A partir des expériences menées, le modèle physique du changement d'état est donc validé. Ce modèle est utilisé pour mettre en relief l'importance du contact entre les tubes et la sole pour l'efficacité énergétique de la décharge. Celle-ci passe en effet de 94 à 55% si le contact est imparfait car la sole se refroidit davantage que le TES. Un très fort gradient thermique apparaît alors dans la partie basse du PCM, proche de la sole. L'observation des isothermes dans les deux cas montre que le tube permet toujours de diriger la chaleur provenant du PCM en direction de la sole. Mais dans le cas d'un mauvais contact entre le tube et la sole, le tube ne peut transférer la chaleur à la sole.

Dans le but d'intégrer le stockage au récepteur solaire, un modèle monodimensionnel du TES est bâti. L'objectif est de vérifier si une représentation 1D illustre de façon fidèle le comportement dynamique du TES à nid d'abeilles. Le TES est alors assimilé à un matériau équivalent dont les propriétés sont calculées à partir des proportions de PCM et de cuivre dans un tube. Par comparaison avec le modèle de référence en 2D, des évolutions de températures identiques sont retrouvées au niveau de la sole. Ceci prouve que du point de vue du puits de chaleur, le TES peut être assimilé à un matériau au comportement équivalent. Ce modèle simple en 1D va donc servir au dimensionnement de l'absorbeur-stockeur qui fait l'objet du chapitre 6.

Références

- D. Liu, L. Jin, X. Shang, « Comparisons of equivalent and detailed models of metallic honeycomb core structures with in-plate thermal conductivities », *Procedia Engineering* 31 (2012) 967-972
- R.T. Swann, C.M. Pittman, "Analysis of effective thermal conductivities of honeycomb-core and corrugated core sandwich panels". NASA TN D-714, (1961)
- B. Xie, W. Cheng, Z. Xu, "Studies on the effect of shape stabilized PCM filled aluminum honeycomb composite material on thermal control", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015) 135-143

Chapitre 6 : Approche conceptuelle du récepteur-stockeur

Sommaire

1	Modélisation thermique simple de l'absorbeur solaire	200
1.1	Modèle simple de l'absorbeur	200
1.1	Equations mathématiques	201
1.2	Implémentation du modèle.....	202
1.3	Comportement de l'absorbeur sans stockage avec flux solaire.....	203
1.4	Comportement de l'absorbeur sans stockage en l'absence de flux solaire.....	205
2	Modélisation thermique simple de l'absorbeur-stockeur	207
2.1	Modèle simple de l'absorbeur-stockeur	207
2.2	Equations mathématiques	208
2.3	Implémentation du modèle.....	209
2.4	Comportement de l'absorbeur-stockeur avec ensoleillement	209
2.5	Comportement de l'absorbeur-stockeur en l'absence de flux solaire.....	211
3	Feuille de route pour le dimensionnement échelle 1 de l'absorbeur-stockeur.....	214

Introduction

Au cours de ce chapitre 6, il est question de modéliser de façon très simple le module absorbeur équipé de son unité de stockage à chaleur latente. Le modèle, sans dimension autre que celle du temps, est inspiré de celui développé par B. Grange dans sa thèse. A partir de bilans de puissance, le comportement de l'absorbeur est simulé sous flux solaire concentré. Le modèle est repris dans le §1 en simplifiant certaines équations. Le modèle est implémenté dans une feuille Excel et les résultats sont présentés. L'ajout des équations liées à la présence de l'unité de stockage est précisé dans le §2. De la même façon le modèle est implémenté dans l'environnement Excel et les résultats sont donnés en charge, comme en décharge dans le §3. La notion de rendement du récepteur, inspirée de la thèse de B. Grange, est utilisée pour comparer les nouvelles performances du récepteur. La dernière partie de ce chapitre, §4, est une discussion autour du dimensionnement du module absorbeur-stockeur. Des idées sont abordées comme la possibilité de changer le PCM, le comportement du stockage s'il est incliné, ou encore l'encapsulation du PCM avec une zone de vide pour l'expansion volumique.

1 Modélisation thermique simple de l'absorbeur solaire

1.1 Modèle simple de l'absorbeur

Le modèle thermique sans dimension du récepteur solaire est inspiré de celui de B. Grange, présenté dans sa thèse. Pour rappel, le récepteur solaire est composé de 16 modules absorbeurs répartis sur deux étages. Chaque étage est caractérisé par une valeur nominale du flux solaire concentré (500 et 270 kW/m²). Les modules du 1^{er} et du 2^{ème} étage sont montés en séries par rapport à la circulation de l'air qui s'échauffe. Le modèle s'appuie sur les puissances échangées (injectées ou perdues) à un instant donné t pour établir un bilan d'énergie échangée (bilan enthalpique) pendant le pas de temps infinitésimal Δt . Le modèle tient compte des hypothèses suivantes :

- Il n'y a aucun gradient de température dans le module absorbeur; Il n'est représenté que par une seule température T_{module} ;
- Le module absorbe la totalité du flux solaire incident, sa réflectivité est nulle ;
- Le revêtement en Inconel de l'absorbeur est négligé car il s'agit dans ce chapitre uniquement de comparer l'influence du stockage sur le comportement du récepteur ;
- Le module absorbeur n'échange pas de chaleur par rayonnement avec d'autres surfaces (modules autour ou cavité) ;
- Le module perd de la chaleur par convection et rayonnement sur la face éclairée et par conduction vers l'isolant en face arrière ;
- Pour calculer la puissance échangée par conduction vers l'isolant, on considère que la température du module en face arrière correspond à la température moyenne logarithmique de l'air Cette hypothèse est justifiée compte tenu des résultats obtenus (simulation Fluent, chapitre 1, §3.2).

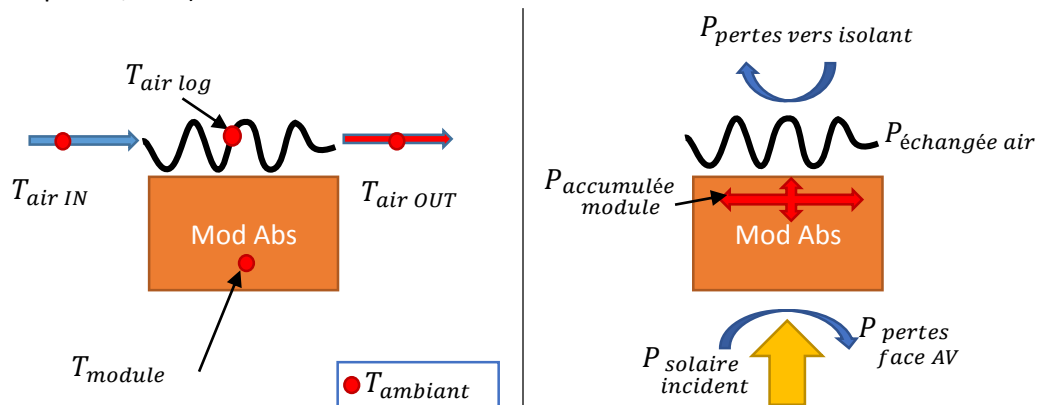


Figure 6.1. Représentation schématisée du modèle thermique de l'absorbeur (températures à gauche, et puissances à droite)

La Figure 6.1 schématise la situation. L'objectif du bilan enthalpique est de déterminer l'énergie accumulée permettant d'élever la température du module à l'instant durant Δt .

Description de la démarche adoptée : bilan enthalpique

L'absorbeur solaire reçoit la totalité du rayonnement solaire. Les pertes en face avant sont dues au rayonnement et à la convection avec l'air ambiant. Il en résulte une énergie nette accumulée par le module. L'air traverse le module absorbeur et le refroidit avec un débit massique constant. Ses propriétés (masse volumique, capacité calorifique et conductivité thermique) sont calculées à partir d'une température moyenne logarithmique entre la température d'entrée T_{IN} et celle de sortie

T_OUT. Le coefficient d'échange local est calculé en fonction des propriétés de l'air. La température d'entrée est constante au 1^{er} étage. Au 2^{ème} étage, elle est égale à celle de sortie du 1^{er} étage. Celle de sortie T_OUT est déterminée par un bilan enthalpique. L'énergie captée par l'air et l'énergie perdue en face arrière sont ensuite déduites de celle accumulée par le module. La température du module augmente avec l'énergie accumulée.

1.1 Equations mathématiques

La liste des relations mathématiques liées au modèle est présentée dans le Tableau 6.1.

Opération effectuée	Relation mathématique	
Puissance solaire	$P_{solaire} = S_{module} \times \varphi_{solaire\ concentrée}$	(6.1)
Pertes par rayonnement	$P_{pertes\ rayonnement} = \varepsilon_{module} \sigma_{Stefan} \times S_{module} \times (T_{module}^4 - T_{amb}^4)$	(6.2)
Pertes convectives en face avant	$P_{pertes\ convection\ AV} = h_{conv} \times S_{module} \times (T_{module} - T_{amb})$	(6.3)
Puissance absorbée par le module	$P_{absorbée\ module} = P_{solaire} - P_{pertes\ rayonnement} - P_{pertes\ convection\ AV}$	(6.4)
Température moyenne logarithmique de l'air à l'instant t	$T_{air\ log}(t) = \frac{T_{air\ OUT} - T_{air\ IN}}{\ln(\frac{T_{air\ OUT}}{T_{air\ IN}})}$	(6.5)
Propriétés de l'air	$\rho, Cp, k, \mu, Re, Pr, \text{ toutes fonction de } T_{air\ log} \text{ (voir Tableau 6.4)}$	
	$h_{local} = \frac{k_{air}(T_{air\ log})}{d_{tube}} \times 0,03772 \times Re(T_{air\ log})^{0,8} \times Pr^{0,4}$	(6.6)
Puissance échangée avec l'air, calcul du coefficient d'échange	$Re = \frac{\rho_{air}(T_{air\ log}) \times u_{air} \times d_{tube}}{\mu_{air}(T_{air\ log})} = \frac{\dot{q}_{air} \times d_{tube}}{\mu_{air}(T_{air\ log}) \times S_{section\ 1\ tube}}$	(6.7)
	$h_{global} = h_{local} \times \frac{S_{échange\ 75\ tubes}}{S_{module}}$	(6.8)
	$P_{échangée\ air} = h_{global} \times S_{module} \times (T_{module} - T_{air\ log})$	(6.9)
Température de l'air à la sortie pour l'instant t+Δt	$T_{air\ OUT}(t + \Delta t) = T_{air\ IN}(t) + \frac{P_{échangée\ air}}{q_{air} \times Cp_{air} \times T_{air\ log}}$	(6.10)
Calcul des pertes en face arrière et à travers l'isolant	$Echange\ avec\ T_{air\ log}\ (hypothèse)$ $P_{pertes\ convection\ AR} = \frac{S_{module} \times (T_{air\ log} - T_{amb})}{\left(\frac{1}{h_{conv}} + \frac{e_{iso}}{k_{iso}}\right)}$	(6.11)
Puissance accumulée par le module	$P_{accumulée\ module} = P_{absorbée\ module} - (P_{échangée\ air} + P_{pertes\ convection\ AR})$	(6.12)
Élévation de la température du module à l'instant t+Δt	$T_{module}(t + \Delta t) = T_{module}(t) + \frac{P_{accumulée\ module} \times \Delta t}{m_{module} \times Cp_{module}}$	(6.13)

Tableau 6.1. Listes des relations du modèle thermique du module absorbeur

Les relations présentées dans le Tableau 6.1 sont valables à l'instant t. La relation 6.13 permet de passer à l'instant suivant t+Δt et de calculer un nouveau bilan en partant d'une nouvelle température du module absorbeur.

1.2 Implémentation du modèle

Le modèle est implémenté dans l'environnement Excel. Chaque ligne de la feuille correspond à un instant. Si la ligne n correspond à l'instant t , la ligne $n+1$ correspond à l'instant $t+\Delta t$. La liste des conditions initiales du modèle est regroupée dans le Tableau 6.2. Les deux étages du récepteur sont caractérisés par une valeur de flux solaire concentré :

- 500 kW/m² au 1^{er} étage ;
- 270 kW/m² au 2^{ème} étage.

Grandeur	Notation	Unité	Valeur Etage 1	Valeur Etage 2
Température initiale du module	T_module_init	°C	350	600
Température ambiante	T_amb	°C	20	20
Température initiale air entrée	T_air_in_init	°C	350	-
Température initiale air sortie	T_air_out_init	°C	350	-
Surface active du module	S_module	m ²	0,08	0,08
Masse d'un module (75 tubes)	M_module	kg	50	50
Débit massique d'air	q	kg/s	0,1	0,1
Coefficient de convection libre	h_conv	W/m ² .K	10	10
Flux solaire incident	φ_{solaire}	W/m ²	500 000	270 000

Tableau 6.2. Conditions initiales du modèle thermique de l'absorbeur

Les conditions initiales du Tableau 6.2 permettent d'initialiser le calcul pour l'instant $t = 0$. Les propriétés du cuivre et de l'isolant sont listées dans le Tableau 6.3.

Propriétés thermophysiques		Cuivre	Isolant
Masse volumique	kg/m ³	8900	128
Capacité thermique	J/(kg.K)	385	1000
Conductivité thermique	W/(m.K)	400	0,1
Emissivité (inconel oxydé)		0,71	
Réfectivité		0	
Constante de Stefan Boltzmann	W/m ² .K ⁴	5,67.10 ⁻⁸	
Epaisseur	m		0,2

Tableau 6.3. Propriétés thermophysiques du cuivre et de l'isolant

Les propriétés thermophysiques de l'air sont données dans le Tableau 6.4 en fonction de la température en Kelvin, pour une pression de 8 bar. Ces valeurs sont issues de la thèse de B. Grange.

Propriétés thermophysiques de l'air à 8 atm en fonction de la température (K)						
Masse volumique	kg/m ³	2,253.10 ⁻¹¹ T ⁴	- 8,463.10 ⁻⁸ T ³	+ 1,202.10 ⁻⁴ T ²	- 7,986.10 ⁻² T	+ 24,58
Capacité thermique	J/(kg.K)	3,432.10 ⁻¹⁰ T ⁴	- 1,337.10 ⁻⁶ T ³	+ 1,820.10 ⁻³ T ²	- 8,159.10 ⁻¹ T	+ 1132,24
Conductivité thermique	W/(m.K)			-8,554.10 ⁻⁹ T ²	+ 7,176.10 ⁻⁵ T	+ 5,465.10 ⁻³
Viscosité dynamique	Pa.s		7,543.10 ⁻¹⁵ T ³	- 2,777.10 ⁻¹¹ T ²	+6,099.10 ⁻⁸ T	+ 2,720.10 ⁻⁶
Nombre de Prandtl						0,72

Tableau 6.4. Propriétés thermophysiques de l'air (source : NIST standard reference database)

A partir des conditions initiales et des propriétés des différents matériaux, les équations présentées au §1.1 sont utilisés pour calculer l'évolution des températures dans le module absorbeur. Le fonctionnement du modèle est expliqué par la suite.

Fonctionnement du modèle :

La puissance solaire est une constante pour chaque étage considéré du récepteur (Tableau 6.2).

Etat initial : Le module et l'air (IN/OUT) sont à la même température. Il n'y a pas d'échange avec l'air ou avec l'isolant. Le module absorbe l'ensemble du flux solaire concentré, moins les pertes de la face avant, pour élever sa température.

A chaque pas de temps, le modèle échange de la chaleur avec l'air, qui augmente sa température de sortie. Les pertes sont calculées et un nouvel équilibre énergétique est déterminé. L'énergie résultante

sert à élever la température du module. Le modèle s'arrête lorsque l'équilibre des températures est atteint.

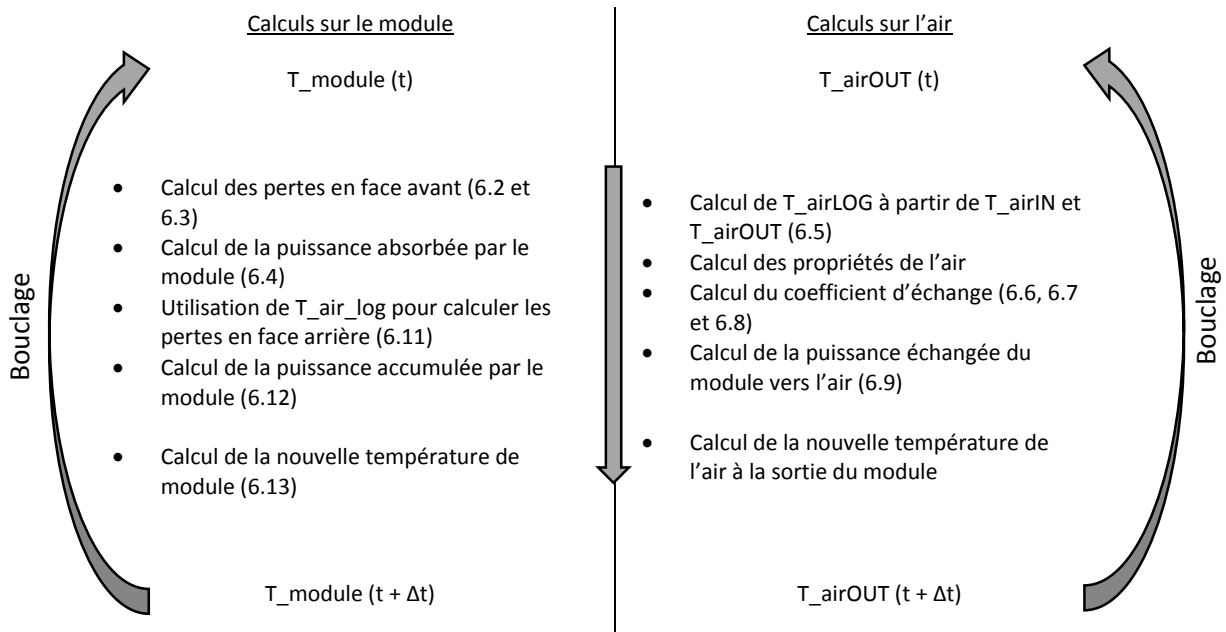


Figure 6.2. Fonctionnement du modèle à un instant t

La Figure 6.2 illustre le comportement du modèle qui tourne en boucle pour afficher la température du module et de l'air à chaque instant.

1.3 Comportement de l'absorbeur sans stockage avec flux solaire

Ce paragraphe expose les résultats du modèle de l'absorbeur chauffé par le rayonnement solaire. L'absorbeur s'échauffe pendant plusieurs minutes avant d'atteindre un régime permanent. La Figure 6.3 montre l'évolution des températures, tandis que la Figure 6.4 présente l'évolution des puissances.

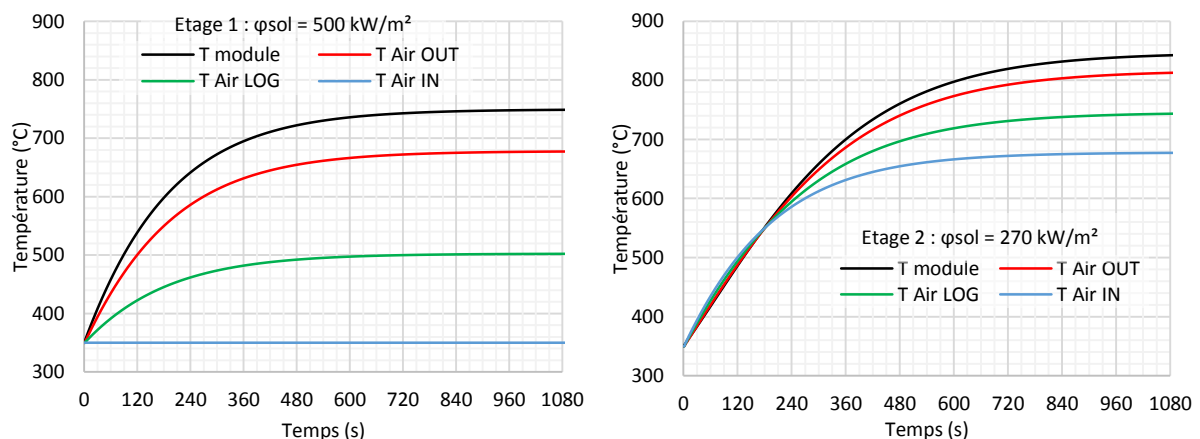


Figure 6.3. Température du module absorbeur sous flux au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage

La température initiale du module et de l'air à l'entrée du 1^{er} étage est de 350°C. Au 2^{ème} étage, l'air entre avec une température égale à celle en sortie du 1^{er} étage. A chaque étage, les températures augmentent avant de se stabiliser. La durée du régime transitoire est définie par la durée au bout de laquelle, la température de l'air atteint 95% de sa température d'équilibre.

Au 1^{er} étage, le régime transitoire dure 540 s (9 minutes). La température de l'air s'équilibre vers 677°C ce qui correspond à un échauffement de 327°C. La température du module absorbeur est de 750°C et celle de l'air de 500°C (moyenne logarithmique).

Au 2^{ème} étage, le régime transitoire dure 720 s (12 minutes). La température de l'air s'équilibre vers 815°C ce qui correspond à un échauffement de 138°C. La température du module absorbeur est de 840°C et celle de l'air de 740°C. L'écart de température dans le module absorbeur est moins important qu'au 1^{er} étage car le rayonnement solaire est moins élevé.

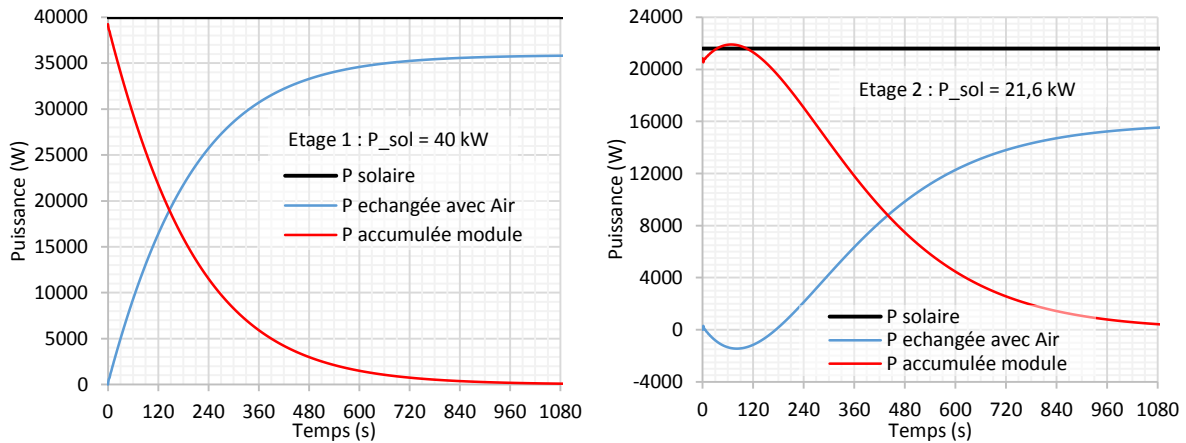


Figure 6.4. Puissance du module absorbeur sous flux au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage

Au 1^{er} étage, la puissance initiale du module est égale à celle du rayonnement solaire car le module en absorbe la totalité. Elle vaut alors 40 kW. La puissance captée par l'absorbeur diminue progressivement ensuite au profit de celle transmise à l'air. En régime permanent, la puissance accumulée par le module est nulle tandis que celle échangée avec l'air vaut 36 kW. Les pertes sont donc de l'ordre de 4 kW (convection, rayonnement de la face avant notamment). Le rendement énergétique du module absorbeur est défini comme le rapport de la puissance transmise à l'air sur la puissance solaire reçue.

$$\eta_{\text{étage } i} = \frac{P_{\text{échangée air}}}{P_{\text{solaire étage } i}}$$

Au 1^{er} étage, ce rendement vaut 90%. Au 2^{ème} étage, la puissance échangée avec l'air est négative et celle accumulée par le module est supérieure à la puissance solaire. Ce phénomène transitoire s'explique par le fait que l'air échange une partie de sa chaleur accumulée au 1^{er} étage avec le module du 2^{ème} étage. Au bout de 3 à 4 minutes, le module est suffisamment chaud pour chauffer l'air. En régime permanent, le rendement du module au 2^{ème} étage vaut 73%.

Les valeurs caractéristiques du module absorbeur atteintes en régime permanent sont regroupées dans le Tableau 6.5.

	T _{mod}	T _{air OUT}	T _{air LOG}	T _{air IN}	Durée caractéristique de la charge	Rendement solaire-thermique
Etage 1 : 500 kW/m ²	749°C	678°C	502°C	350°C	540 s	90%
Etage 2 : 270 kW/m ²	847°C	816°C	746°C	678°C	724 s	73%

Tableau 6.5. Valeurs caractéristiques de la charge de l'absorbeur sans stockage

1.4 Comportement de l'absorbeur sans stockage en l'absence de flux solaire

A partir d'un régime établi (Tableau 6.5), le modèle est utilisé pour simuler le comportement thermique du module qui se refroidit (rayonnement solaire nul). La température des modules décroît ainsi que celle de l'air qui n'est plus chauffé que par inertie thermique. D'après les critères définis lors du chapitre 1, le module est considéré « froid » lorsque la température de l'air à la sortie du 2^{ème} étage est inférieure à 600°C. La décroissance de la température est présentée sur la Figure 6.5. L'évolution des puissances est illustrée par la Figure 6.6.

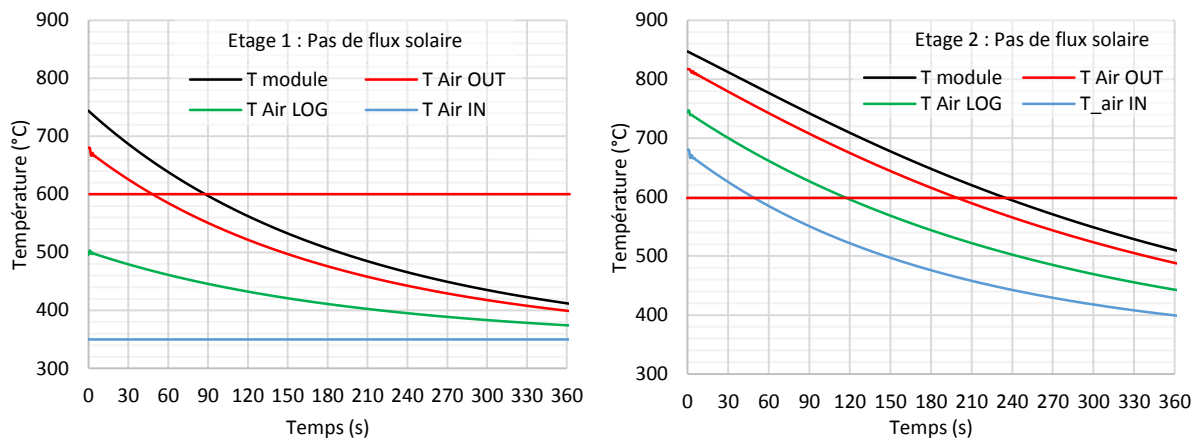


Figure 6.5. Température lors du refroidissement de l'absorbeur au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage

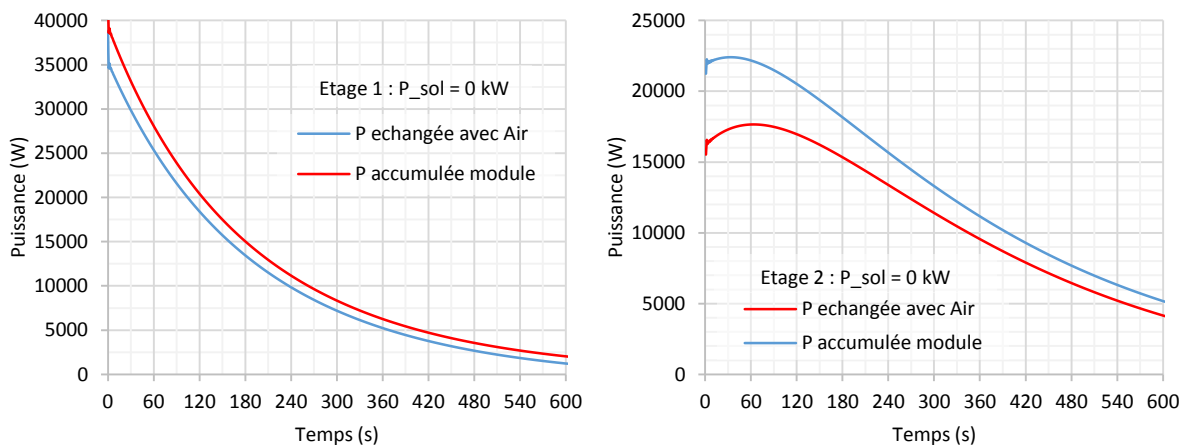


Figure 6.6. Puissance lors du refroidissement de l'absorbeur au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage

D'après la Figure 6.5, sans flux solaire, la décroissance de la température du module et de l'air est immédiate. Le module n'a pas d'inertie thermique. Les pertes thermiques (convection et rayonnement) et la circulation de l'air refroidissent le module absorbeur. L'air en sortie du module franchit le seuil de 600°C en seulement 50 s au 1^{er} étage et en 200 s au 2^{ème} étage.

D'après la Figure 6.6, au 1^{er} étage, la puissance de refroidissement diminue au cours du temps car les pertes thermiques diminuent avec la température du module et l'air est de moins en moins chauffé par le module. Au 2^{ème} étage, l'air, qui continue de s'échauffer au 1^{er} étage, contribue à l'échauffement du module durant une minute. Après cette étape transitoire, la puissance échangée avec l'air et celle accumulée par le module diminuent.

Le modèle simple du module absorbeur permet de simuler des évolutions de températures cohérentes au 1^{er} et au 2^{ème} étage dans le cas de la chauffe comme du refroidissement. La succession de deux

modules, simulant le comportement du récepteur, atteint un régime permanent de chauffe en 10 min environ avec une température d'air en sortie de 815°C. Le rendement de conversion solaire – thermique est de l'ordre de 80 %. Le récepteur solaire est considéré froid au bout de 200 s après l'interruption du flux solaire car la température de l'air en sortie devient inférieure à 600°C.

2 Modélisation thermique simple de l'absorbeur-stockeur

2.1 Modèle simple de l'absorbeur-stockeur

Par rapport au modèle du module absorbeur seul, le système de stockage thermique (TES) est ajouté comme le montre le schéma de la Figure 6.7. Comme précédemment, les deux étages du récepteur sont considérés avec une valeur caractéristique du flux solaire incident. Pour prendre en compte le flux de chaleur entre le module absorbeur et le TES dans le bilan enthalpique, l'information concernant la dynamique du front de fusion est perdue. A la liste des hypothèses du modèle de l'absorbeur seul, il faut rajouter que :

- Le TES n'est représenté que par ses propriétés équivalentes (matériau fictif, §3.4 chapitre 5).

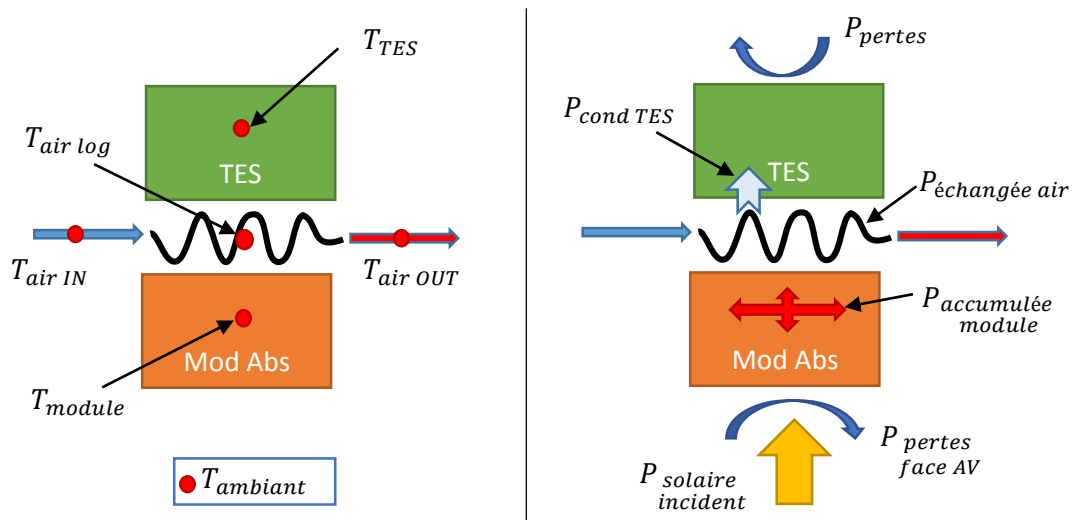


Figure 6.7. Représentation schématique du modèle thermique de l'absorbeur-stockeur

Description de la démarche adoptée : bilan enthalpique

Le module absorbeur échange une partie de sa chaleur avec le TES, par conduction thermique. Le TES échange une partie de sa chaleur avec l'isolant et le milieu ambiant. L'hypothèse forte dans cette modélisation est d'affecter une unique température au TES. On s'éloigne de la réalité physique en ignorant le front de fusion/solidification. Le changement d'état (relations 6.19 à 6.21) n'est pas modélisé avec le modèle continu présenté au chapitre 3. Dans cette section, le changement d'état :

- S'effectue à température uniforme puisque le TES n'est représenté que par une seule température ;
- Se déroule à la température constante de fusion ;

Tant que la température du TES est inférieure à la température de fusion, l'énergie accumulée permet d'élever la température du TES. Dès que la température du TES est égale à la température de fusion, l'énergie accumulée par le TES est comptabilisée (stockée) jusqu'à atteindre la quantité nécessaire à la fusion complète du PCM (masse multipliée par chaleur latente). Un taux d'accumulation latent (τ_L) est défini comme le rapport de l'énergie stockée sur l'énergie latente durant le changement d'état (relation 6.20). Dès que cette condition est remplie, le TES peut de nouveau élever sa température.

2.2 Equations mathématiques

La liste des relations mathématiques utilisées dans ce modèle est regroupée dans le Tableau 6.6. Les relations 6.1 à 6.10 sont réutilisées. Les relations 6.11 à 6.13 sont modifiées pour intégrer l'échange avec le TES (relations 6.14 à 6.21).

Opération effectuée	Relation mathématique	
Puissance solaire	$P_{solaire} = S_{module} \times \varphi_{solaire\ concentrée}$	(6.1)
Pertes par rayonnement	$P_{pertes\ rayonnement} = \varepsilon_{module} \sigma_{Stefan} \times S_{module} \times (T_{module}^4 - T_{amb}^4)$	(6.2)
Pertes convectives en face avant	$P_{pertes\ convection\ AV} = h_{conv} \times S_{module} \times (T_{module} - T_{amb})$	(6.3)
Puissance absorbée par le module	$P_{absorbée\ module} = P_{solaire} - P_{pertes\ rayonnement} - P_{pertes\ convection\ AV}$	(6.4)
Température moyenne logarithmique de l'air	$T_{air\ log} = \frac{T_{air\ OUT} - T_{air\ IN}}{\ln\left(\frac{T_{air\ OUT}}{T_{air\ IN}}\right)}$	(6.5)
Propriétés de l'air	$\rho, C_p, k, \mu, Re, Pr$, fonctions de $T_{air\ log}$ (voir Tableau 6.4)	
	$h_{local} = \frac{k_{air}(T_{air\ log})}{d_{tube}} \times 0,03772 \times Re(T_{air\ log})^{0,8} \times Pr^{0,4}$	(6.6)
Puissance échangée avec l'air, calcul du coefficient d'échange	$Re = \frac{\rho_{air}(T_{air\ log}) \times u_{air} \times d_{tube}}{\mu_{air}(T_{air\ log})} = \frac{\dot{q}_{air} \times d_{tube}}{\mu_{air}(T_{air\ log}) \times S_{section\ 1\ tube}}$	(6.7)
	$h_{global} = h_{local} \times \frac{S_{échange\ tous\ les\ tubes}}{S_{module}}$	(6.8)
	$P_{échangée\ air} = h_{global} \times S_{module} \times (T_{module} - T_{air\ log})$	(6.9)
Température de l'air à la sortie	$T_{air\ OUT} = T_{air\ IN} + \frac{P_{échangée\ air}}{q_{air} \times C_{p_{air}} \times T_{air\ log}}$	(6.10)
Hypothèse	$Echange\ avec\ T_{air\ log}\ (hypothèse)$	
Conduction de la chaleur dans le TES	$P_{cond\ vers\ TES} = S_{module} \frac{k_{TES}}{e_{TES}} \times (T_{air\ log} - T_{TES})$	(6.14)
Puissance accumulée par le module	$P_{accumulée\ module} = P_{nette\ module} - (P_{échangée\ air} + P_{cond\ vers\ TES})$	(6.15)
Elévation de la température du module	$T_{module}(t + \Delta t) = T_{module}(t) + \frac{P_{accumulée\ module} \times \Delta t}{m_{module} \times C_{p_{module}}}$	(6.16)
Pertes par convection en face AR	$P_{pertes\ convection\ AR} = \frac{S_{module} \times (T_{TES} - T_{amb})}{\left(\frac{1}{h_{conv}} + \frac{e_{iso}}{k_{iso}}\right)}$	(6.17)
Energie accumulée par le TES	$E_{accumulée\ TES} = (P_{cond\ vers\ TES} - P_{pertes\ convection\ AR}) \times \Delta t$	(6.18)
Test par rapport à la température de fusion et à l'énergie accumulée	$Si\ T_{TES} < T_{fusion}\ alors\ T_{TES}(t + \Delta t) = T_{TES}(t) + \frac{E_{accumulée\ TES}(t)}{m_{TES} \times C_{p_{TES}}}$	(6.19)
	$Si\ T_{TES} = T_{fusion}\ alors\ \tau_{Latent}(t) = \frac{\sum_t E_{accumulée\ TES}(t)}{m_{TES} \times L_{TES}}$	(6.20)
	$Si\ \tau_{Latent} = 100\ \% \ alors\ T_{TES}(t + \Delta t) = T_{TES}(t) + \frac{E_{accumulée\ TES}(t)}{m_{TES} \times C_{p_{TES}}}$	(6.21)

Tableau 6.6. Listes des relations du modèle thermique du module absorbeur-stockeur

2.3 Implémentation du modèle

Le modèle est implémenté dans une feuille Excel. Une ligne de la feuille correspond à un instant t et la ligne suivante à l'instant $t + \Delta t$. Les conditions initiales et les propriétés des matériaux ont déjà été présentées dans les Tableau 6.2, Tableau 6.3 et Tableau 6.4. Les propriétés du stockage thermique équivalent (issues du chapitre précédent) sont listées dans le Tableau 6.7. Le Li_2CO_3 est le matériau PCM qui a été choisi pour le 2^{ème} étage du récepteur. Pour les modules du 1^{er} étage, la température de fusion du carbonate de lithium est trop élevée. Par hypothèse, les propriétés du TES équivalent sont conservées à l'exception de la température de fusion qui est abaissée à 470°C.

Propriétés du TES équivalent		
Masse volumique	kg/m ³	3663
Capacité thermique	J/(kg.K)	1290
Conductivité thermique	W/(m.K)	98
Chaleur latente	J/kg	210 000
Température de fusion	°C	470°C (1 ^{er} étage) et 700°C (2 ^{ème} étage)
Epaisseur	m	0,07

Tableau 6.7. Propriétés thermophysiques du stockage thermique équivalent

De la même façon que le modèle sans TES, à l'instant initial, le module, le TES et l'isolant sont à la même température. Le flux solaire incident permet d'élever la température du module qui peut alors céder une partie de sa chaleur à l'air et au TES. Les valeurs extraites du modèle sont :

- La température du module (pour l'instant t suivant) ;
- La température de l'air en sortie ;
- La température du stockage si la chaleur accumulée est de type sensible ;
- La fraction de PCM liquide si le PCM est en cours de changement d'état (indicateur).

La Figure 6.8 illustre le comportement du modèle qui mène trois calcul de front, en boucle, pour afficher la température du module, de l'air et du TES à chaque instant.

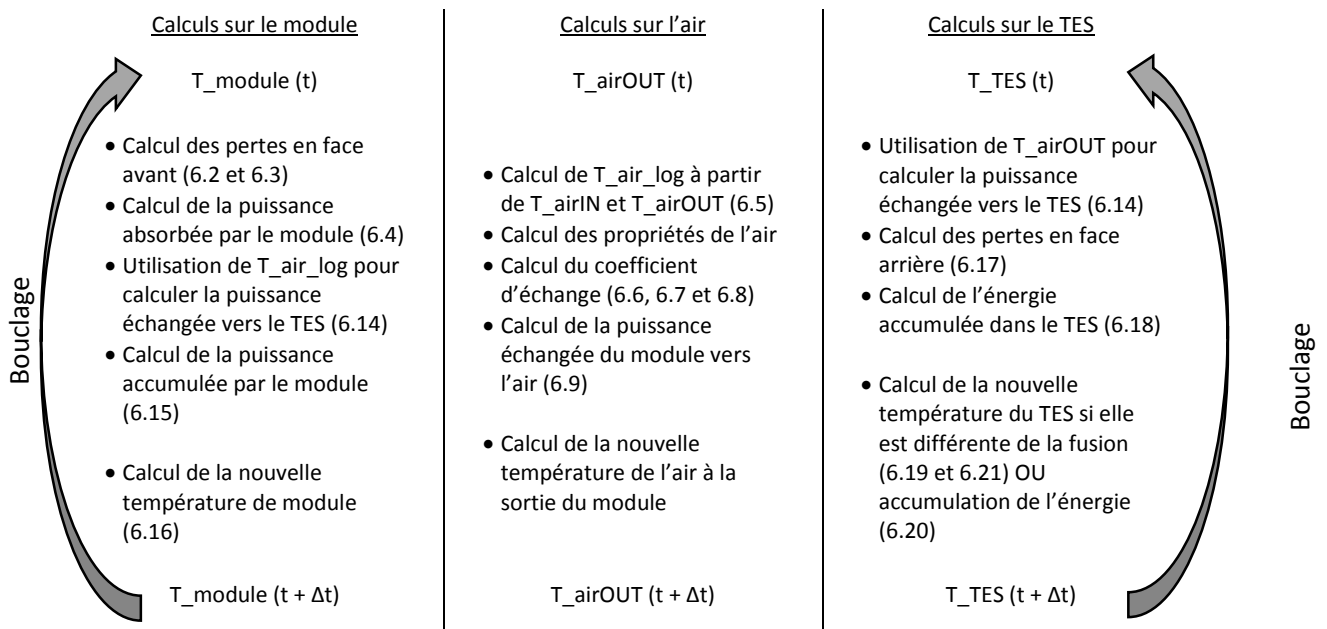


Figure 6.8. Fonctionnement du modèle à un instant t

2.4 Comportement de l'absorbeur-stockeur avec ensoleillement

Ce paragraphe expose les résultats du modèle de l'absorbeur-stockeur chauffé par le rayonnement solaire. L'absorbeur équipé de son stockage thermique s'échauffe pendant une heure environ avant

d'atteindre un régime permanent. La Figure 6.9 montre l'évolution des températures, tandis que la Figure 6.10 présente l'évolution des puissances.

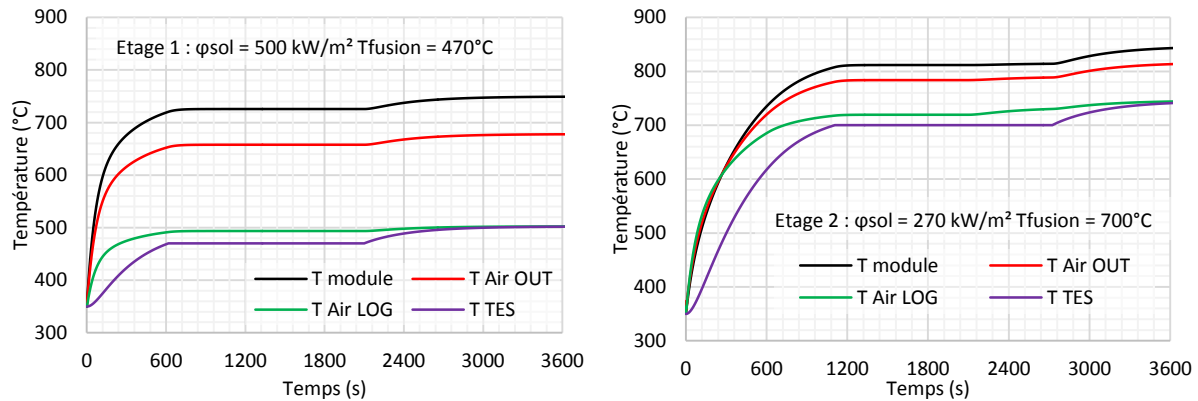


Figure 6.9. Evolution des températures du module absorbeur sous flux au 1^{er} étage et 2^{ème} étage

Le comportement du module absorbeur-stockeur est étudié au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage. Il n'est pas possible de configurer la température de fusion du carbonate de lithium à 723°C. En effet, la température moyenne de l'air – en échange avec le TES – est trop peu élevée pour parvenir à faire fondre le PCM. En conséquence, le modèle simule le comportement d'un TES dont le PCM fondrait à une température légèrement inférieure de 700°C au 2^{ème} étage. La fusion se déroule à une température de 470°C au 1^{er} étage.

D'après la Figure 6.9, un module du 1^{er} étage atteint un régime permanent au bout de 2220 s soit 37 minutes. Au 2^{ème} étage, le module a besoin de 2840 s soit 47 minutes. L'allongement de la durée de chauffe, par rapport à un module sans stockage, est évidemment dû à la charge thermique du stockage. En effet, pendant que le PCM fond, la température du TES est constante. Cela interrompt temporairement l'élévation de la température du module. Vers 2400 s, le PCM termine sa fusion et la température croît. Les températures atteintes (air et absorbeur) sont équivalentes à celles d'un module absorbeur sans stockage. La température du TES est égale à celle de l'air (moyenne logarithmique) car les pertes thermiques en face arrière sont très faibles.

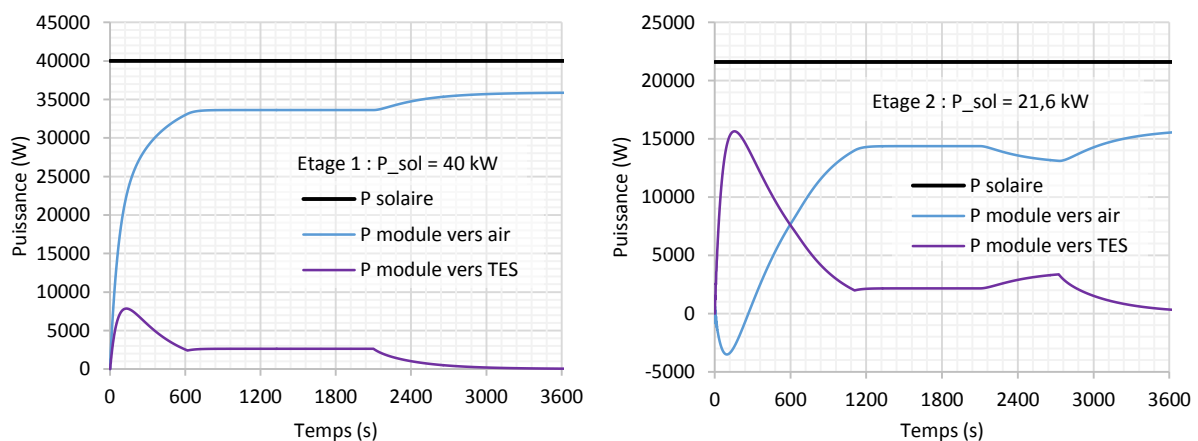


Figure 6.10. Evolution des puissances du module absorbeur sous flux au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage

D'après la Figure 6.10, la puissance transmise du module vers le stockage au 1^{er} étage augmente rapidement durant les premiers instants avant de décroître au profit de l'échange de chaleur avec l'air. Les transferts de chaleur sont constants pendant la fusion du PCM dans le stockage. A la fin de la fusion,

la puissance transmise à l'air augmente légèrement tandis que celle transmise au TES devient nulle. La température du TES est alors égale à celle de la face arrière du module. Au 2^{ème} étage, le pic de puissance transmise au TES est plus important qu'au 1^{er} étage car l'air cède une partie de sa chaleur au module absorbeur qui la transfère au TES. Ce phénomène transitoire avait déjà été simulé pour l'absorbeur seul. A $t = 2200$ s, après un palier de puissance constante durant la fusion du PCM, la puissance transmise au TES augmente car la fusion au 1^{er} étage se termine et l'air est de nouveau chauffé. Le régime permanent est atteint au bout d'une heure.

Les valeurs caractéristiques du module absorbeur atteintes en régime permanent sont regroupées dans le Tableau 6.8.

	T _{mod}	T _{air OUT}	T _{air_log}	T _{air IN}	T _{TES}	Durée caractéristique chauffe	Rendement solaire-thermique
Etage 1 : 500 kW/m ²	749°C	678°C	502°C	350°C	502°C	2226 s	90%
Etage 2 : 270 kW/m ²	847°C	816°C	746°C	678°C	745°C	2838 s	73%

Tableau 6.8. Valeurs caractéristiques de la chauffe de l'absorbeur-stockeur

2.5 Comportement de l'absorbeur-stockeur en l'absence de flux solaire

Le comportement du module absorbeur-stockeur est présenté après avoir atteint un régime permanent de charge et privé subitement de flux solaire. La Figure 6.11 montre l'évolution des températures du module, du TES et de l'air en sortie au 1^{er} étage et au 2^{ème} étage.

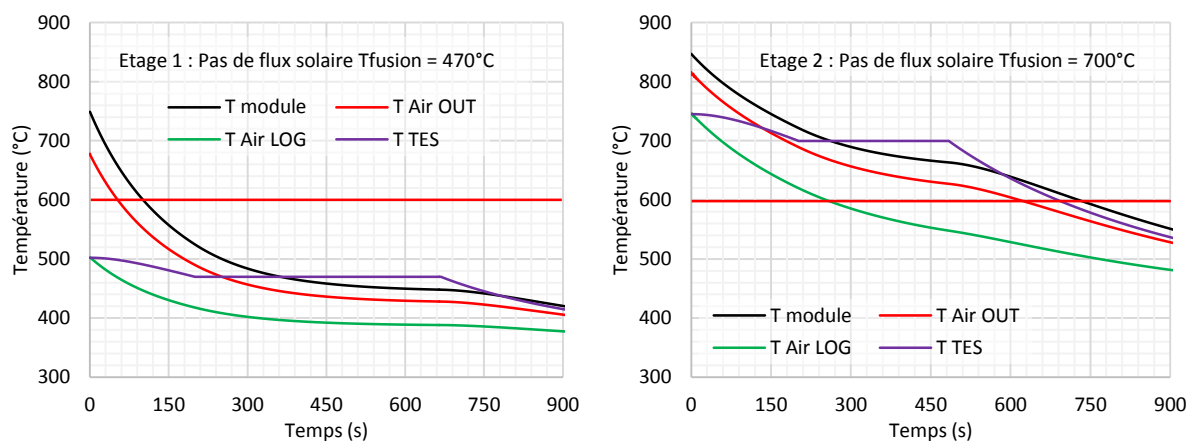


Figure 6.11. Températures lors du refroidissement de l'absorbeur-stockeur au 1^{er} et au 2^{ème} étage

Dès les premiers instants, toutes les températures décroissent au 1^{er} et au 2^{ème} étage. La température de la face avant décroît plus rapidement que celle de la face arrière à cause des pertes de chaleur importantes par convection et par rayonnement avec l'ambient. Celle du TES diminue moins rapidement grâce à sa grande capacité thermique et sa conductivité plus faible. La température de l'air à la sortie franchit le seuil des 600°C en 50 s au 1^{er} étage et en 620 s au 2^{ème} étage. Le palier de solidification se maintient durant 400 s au 1^{er} étage et durant 300 s au 2^{ème} étage. La différence de durée s'explique à cause des écarts de températures différents. Pour illustrer cela, la Figure 6.12 montre l'évolution de la puissance échangée à l'air et provenant du TES.

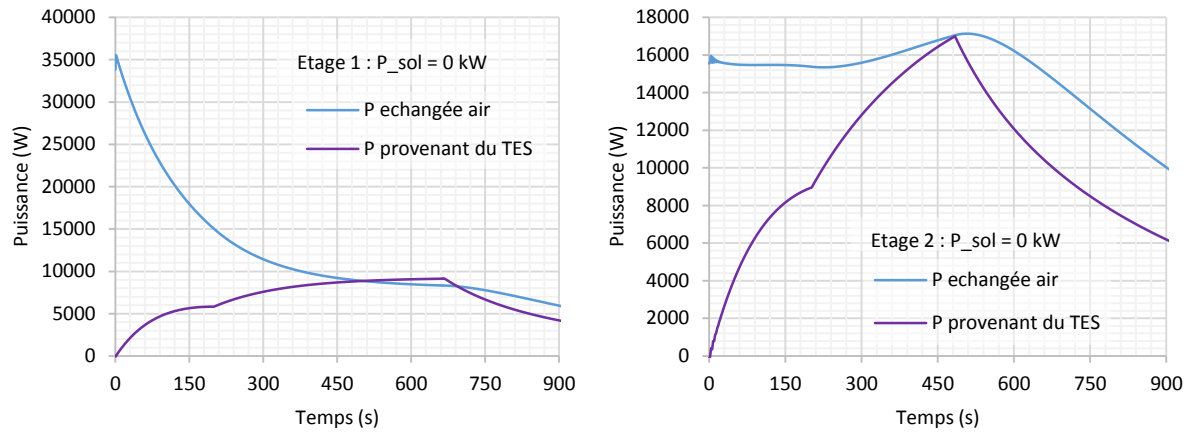


Figure 6.12. Puissance transférée à l'air lors du refroidissement de l'absorbeur-stockeur au 1^{er} et au 2^{ème} étage

Au 1^{er} étage, la puissance échangée à l'air diminue au cours du temps. En même temps celle provenant du TES et dirigée vers le module augmente. En effet, l'écart de température entre la face arrière du module et le TES augmente. Cet écart est plus important encore lorsque le PCM se solidifie à température constante (saut de puissance à $t = 211 \text{ s}$). Lorsque la solidification est terminée, la puissance provenant du TES diminue jusqu'à une valeur nulle.

Au 2^{ème} étage, la puissance provenant du TES augmente fortement durant les 10 premières minutes tandis que celle échangée à l'air se maintient voire augmente légèrement. Le TES est donc efficace. Après 10 minutes, la puissance provenant du TES et échangée à l'air diminue rapidement jusqu'à une valeur nulle.

En conclusion sur la protection thermique du module, l'ajout d'une unité de stockage à l'arrière du récepteur augmente la durée avant le refroidissement de l'air. Sans stockage, l'air se refroidit en un peu plus de 3 minutes. Avec stockage, l'air se refroidit en un peu plus de 10 minutes. L'ajout de 7 cm de PCM dans une structure en nid d'abeilles, triple donc la durée avant laquelle l'air est refroidi. La Figure 6.13 illustre cette amélioration d'inertie et le Tableau 6.9 précise les valeurs caractéristiques de l'absorbeur-stockeur.

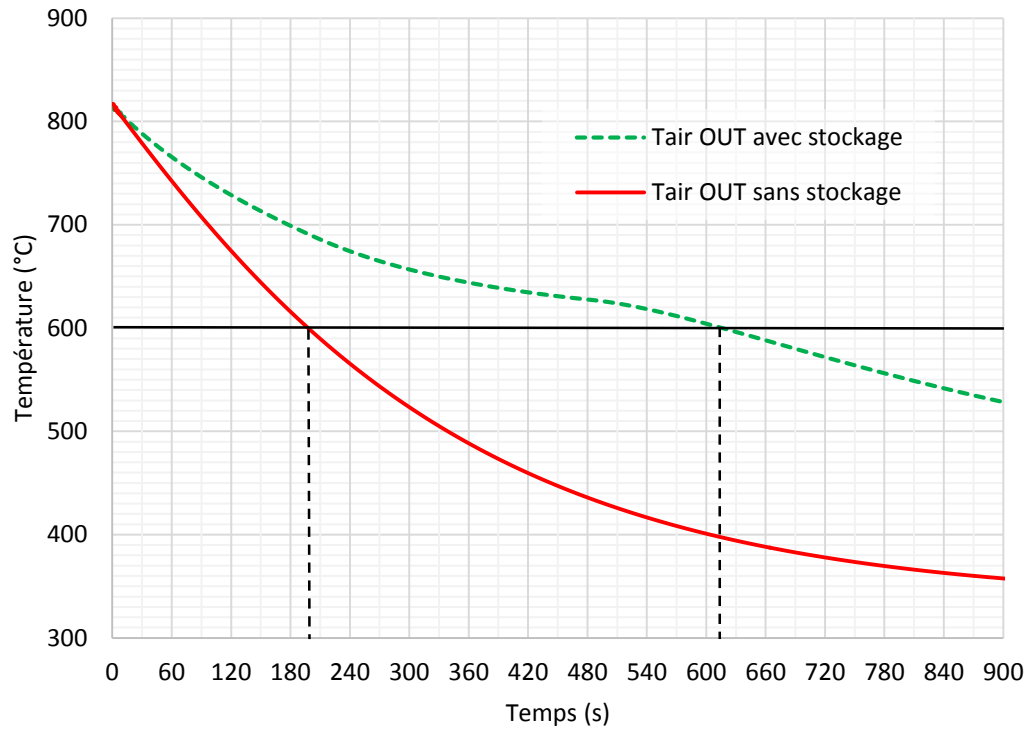


Figure 6.13. Amélioration de la durée de refroidissement de l'air grâce au stockage

	T _{mod}	T _{air OUT}	T _{air_log}	T _{air IN}	Durée caractéristique charge	Rendement solaire-thermique	Durée caractéristique décharge
Etage 1 : 500 kW/m ²	749°C	678°C	502°C	350°C	2226 s	90%	60 s
Etage 2 : 270 kW/m ²	847°C	816°C	746°C	678°C	2838 s	73%	600 s

Tableau 6.9. Valeurs caractéristiques de l'absorbeur avec stockage

L'objectif de maintenir l'air au-dessus de 600°C pendant 15 minutes n'est pas rempli. Mais cela est dû au fait que la température peu élevée de la face arrière du module a nécessité la diminution du point de fusion du PCM, de façon modérée au 2^{ème} étage (700°C au lieu de 723°C) mais de façon importante au 1^{er} étage (470°C au lieu de 723°C). Un dimensionnement plus adapté avec des PCMs adéquat permettra de garantir un niveau élevé de la température des modules afin de répondre à l'objectif de 15 minutes.

3 Feuille de route pour le dimensionnement échelle 1 de l'absorbeur-stockeur

Dans ce dernier paragraphe de mon mémoire, la feuille de route permettant de dimensionner le module absorbeur-stockeur à l'échelle pilote Mini-Pégase est présentée.

Comme pour l'étude du stockage réalisée au cours de cette thèse, la conception d'un stockage thermique commence par le choix du matériau à changement de phase. Les modules du 1^{er} et du 2^{ème} étage du récepteur fonctionnent à des niveaux de températures différents. D'après le modèle, qui prend en compte beaucoup d'hypothèses simplificatrices, il faut envisager un PCM qui fond autour de 700°C pour le 1^{er} étage, et 470°C pour le 2^{ème} étage. Cela ne signifie pas l'abandon du carbonate de lithium mais une modification du point de fusion peut être envisagée :

- Pour les modules du 1^{er} étage (les moins chauds), le PCM doit avoir une température de fusion aux environs de 470°C, être compatible avec le cuivre et avoir des propriétés thermophysiques proches de celles du carbonate de lithium. Le nitrate de sodium, Na_2NO_3 , semble attrayant par le fait qu'il est fréquemment utilisé, mais son point de fusion n'est que de 308°C. D'après les travaux de Cardenas *et al.* (Cardenas 2013), un mélange de carbonate de lithium (Li_2CO_3), de carbonate de sodium (Na_2CO_3) et de carbonate potassium (K_2CO_3) peut convenir (valeurs en gras dans le Tableau 6.10). La compatibilité de ce mélange avec le cuivre doit être vérifiée. Plusieurs exemples sont donnés avec une température de fusion comprise entre 488 et 505°C. Le mélange se fait au détriment de la chaleur latente de fusion qui est comprise entre 260 et 390 kJ/kg, inférieure à celle du Li_2CO_3 de 509 kJ/kg.

Composition	Proportion massique	Point de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ/kg)
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	34.5/33.4/32.1	397	276
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	35/33/32	397	276
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	53/47	488	342
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	53.4/46.6	488	391
$\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	56/44	496	370
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	72/28	498	263
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	71.5/28.5	498	316
$\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	55.7/44.3	498	393
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3$	65/35	505	344
$\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3/\text{K}_2\text{CO}_3$	60/20/20	550	283
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Li}_2\text{CO}_3/\text{Na}_2\text{CO}_3$	62/22/16	550	288
$\text{Na}_2\text{CO}_3/\text{K}_2\text{CO}_3$	52.2/47.8	710	176
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Na}_2\text{CO}_3$	50/50	710	163
$\text{K}_2\text{CO}_3/\text{Na}_2\text{CO}_3$	51/49	710	163

Tableau 6.10. Exemple de mélanges eutectiques de carbonates (Cardenas *et al.* 2013)

- Pour les modules du 2^{ème} étage, le PCM doit avoir une température de fusion aux alentours de 700°C. D'après Barrett *et al.* (1982), un mélange eutectique entre le carbonate de lithium (Li_2CO_3) et le sulfate de sodium (Na_2SO_4) permet d'obtenir cette température de fusion (Figure 6.14). La compatibilité avec le cuivre reste à démontrer, et les propriétés thermophysiques doivent être mesurées.

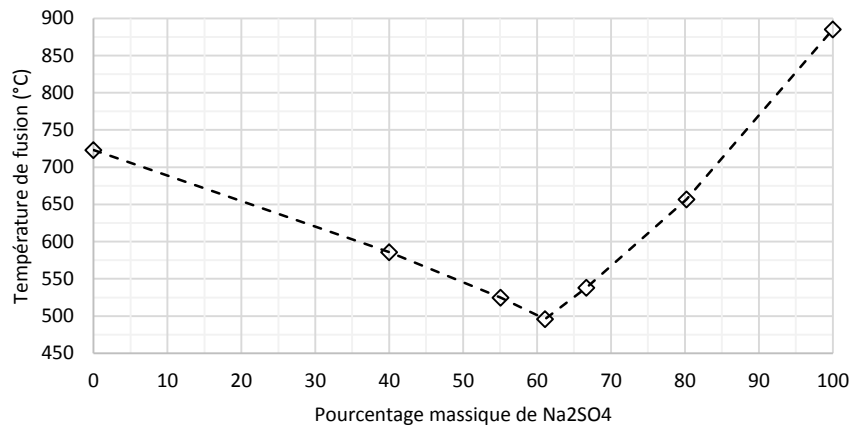


Figure 6.14. Température de fusion du mélange eutectique $\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{SO}_4$

Comme il vient juste d'être précisé, les propriétés thermophysiques des PCM doivent être mesurées. L'idéal est une mesure continue dans la gamme de température comprise entre 20 et 800°C. Le changement d'état peut nécessiter l'emploi d'appareils différents selon que le PCM est solide ou liquide. Une attention particulière doit être portée à la mesure de :

- La masse volumique ;
- La conductivité thermique ;
- La chaleur latente de fusion ;
- La capacité calorifique.

L'information concernant la dilatation volumique, au moment de la fusion et en phase homogène, est importante pour prendre en compte un espace de vide si le PCM est encapsulé. Dans la matrice métallique, la dilatation en phase homogène est principalement axiale (dans le sens des tubes). Mais au changement d'état, le liquide, s'il est moins dense que le solide, peut engendrer des contraintes mécaniques radiales, ce que l'on a observé dans le banc d'essai. Cette dilatation peut même être à l'origine du décollement des tubes de cuivre sur la surface de la sole.

A ce propos, le contact thermique (et mécanique) entre la surface arrière du module et le TES doit être assurée. La protection en inconel en face arrière du module doit être supprimée pour recevoir directement la matrice métallique du TES. Le perçage dans un bloc de cuivre semble être la meilleure technique pour assurer une continuité physique de la matière.

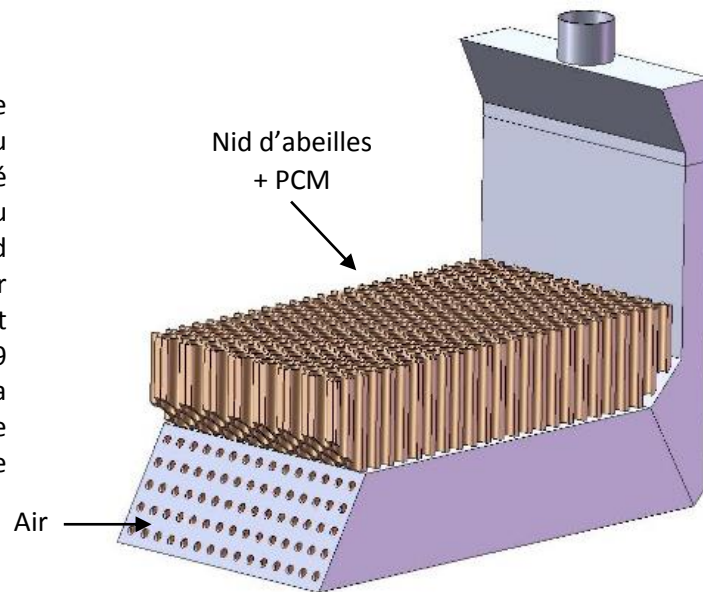
Le compartimentage du PCM doit être étudié avec une inclinaison de 30° par rapport à la verticale, position dans laquelle est installé le module absorbeur.

La robustesse de l'enveloppe, contenant le stockage, doit être éprouvée après plusieurs dizaines voire centaines de cycles thermiques.

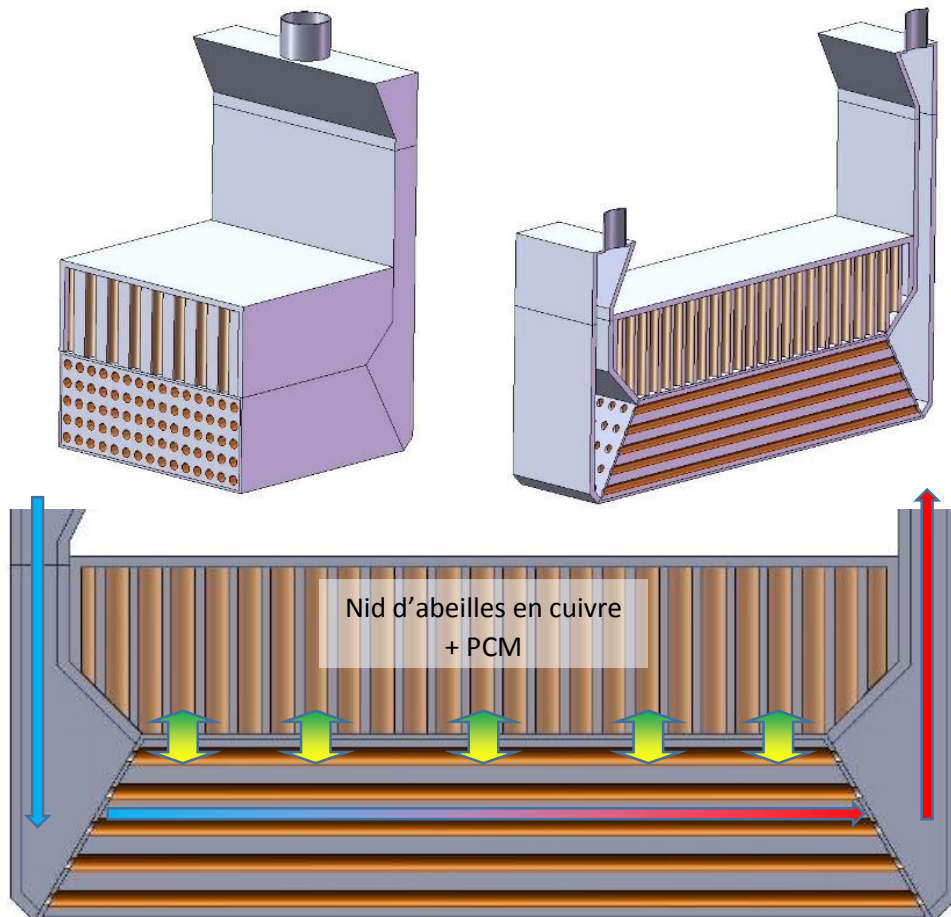
Le dimensionnement doit tenir compte du fait que la surface d'échange avec le module absorbeur est plus petite. Jusqu'à présent, une surface de 40 x 20 cm a été choisie alors que cette surface est en réalité de 28 x 20 cm en considérant la place occupée par l'alimentation en air par l'arrière. La hauteur du stockage doit compenser la diminution de la surface du TES à condition de vérifier que les transferts thermiques soient toujours élevés.

Pour avoir une idée de ce à quoi pourrait ressembler le module absorbeur-stockeur Mini-Pégase, des dessins en 3 dimensions sont présentés sur la Figure 6.15.

Ci-contre une vue présentant le nid d'abeilles en cuivre du stockage thermique placé directement sur la face arrière du module absorbeur. Le nid d'abeilles est rempli de PCM sur une hauteur de 7 cm, quasiment identique à celle du module (7,9 cm). Le nid d'abeilles épouse la forme de l'arrière du module absorbeur avec le divergent et le convergent



Ci-dessous plusieurs vues en coupe du module absorbeur-stockeur. Le nid d'abeilles est protégé par une coque de protection de 5 mm en Inconel



Ci-dessus l'air entre froid par le divergent du module. Il est chauffé par le stockage qui délivre sa chaleur ou par le rayonnement solaire. L'air est chaud à la sortie du convergent.

Figure 6.15. Dessins en 3D du module absorbeur-stockeur Mini-Pégase

Conclusion

Un modèle simple en une dimension est bâti pour simuler le comportement du module absorbeur seul et du TES équivalent intégré au module absorbeur. Ce modèle simple utilise de nombreuses hypothèses simplificatrices mais il a l'avantage de comparer très rapidement un absorbeur solaire avec ou sans stockage de protection.

Lorsque l'absorbeur est chauffé sans être équipé de stockage de protection, le modèle prédit que la température de l'air – assimilée à la face arrière – est égale à 500°C au 1^{er} étage et à 745°C au 2^{ème} étage. L'association des deux modules en série atteint un régime permanent de fonctionnement en moins de 15 minutes. Lorsque l'apport solaire est masqué, le module se refroidit rapidement. La température de l'air est inférieure à 600°C en un peu plus de 3 minutes.

Le modèle sans dimension est ensuite adapté de manière à intégrer l'unité de stockage de protection. La température moyenne de l'air (qui refroidit l'absorbeur) sert d'intermédiaire pour calculer l'échange de chaleur. Cette adaptation est facilitée par la possibilité, prouvée, de considérer un matériau équivalent pour le TES. Le TES stocke la chaleur sous forme latente à 470°C au 1^{er} étage et à 700°C au 2^{ème} étage. L'absorbeur-stockeur (association de deux modules en série), privé de flux solaire, se refroidit. Grâce au stockage, la température de l'air franchit le seuil de 600°C après 10 minutes. L'ajout d'une unité de stockage triple donc la durée avant que l'air soit considéré froid. Pour atteindre l'objectif de 15 minutes, le dimensionnement du stockage doit être optimisé au 1^{er} étage ce qui n'est pas traité dans cette thèse. Le matériau PCM constitutif du TES du 2^{ème} étage doit être remplacé pour diminuer le point de fusion autour de 700°C. Le modèle montre que le comportement équivalent d'un TES, composé de PCM et d'une matrice métallique, directement placé à l'arrière du récepteur, ralentit significativement le refroidissement du module et de l'air sans affecter les performances thermiques en régime permanent. On peut donc parler de module absorbeur protégé thermiquement.

De nombreuses recommandations sont exprimées en vue d'un dimensionnement futur d'un prototype de l'absorbeur-stockeur qui pourrait être expérimenté à Thémis. Le modèle simple de ce chapitre fait appel à trop de simplifications pour considérer des résultats comme une base solide. Les résultats énoncés ont plutôt vocation à orienter les futures investigations. L'obtention de résultats plus précis est possible en adaptant le comportement équivalent du TES à l'arrière du module dans le modèle numérique Fluent (chapitre 1). L'avantage d'utiliser le comportement équivalent du TES est de s'affranchir de la lourdeur numérique d'une représentation de la structure en nid d'abeilles.

Références

- W. Barrett, P. Brown, « Eutectic mixture as a flux for glass melts », United States Patent 230, 520 (1981)
- B. Cardenas, N. Leon, "High temperature latent thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27 (2013) 724-737
- L.G. Marianowski, H. C. Maru, "Latent heat thermal energy storage systems above 450°C" *Proceedings of the 12th intersociety energy conversion engineering conference* (1977) pp 555–66
- H.C. Maru, J. F. Dullea, A. Kardas, L. Paul, L. G. Marianowski, E. T. Ong, "Molten salts thermal energy storage systems", Chicago, IL: Final Report Institute of Gas Technology (1978)
- R. J. Petri, E. T. Ong, "High temperature composite thermal energy storage (TES) systems for industrial applications" In: *Proceedings of the 21st inter society energy conversion engineering conference 2* (1986) pp 873–80

Conclusion générale

L'objectif du travail de recherche mené est la protection thermique d'un module absorbeur solaire métallique qui subit les fluctuations naturelles du rayonnement solaire concentré. Ce travail s'inscrit dans le cadre du projet Pégase qui vise à concevoir une centrale électro-solaire à tour à haut rendement, dans laquelle 30% de l'énergie solaire captée est convertie en électricité. Le projet est basé sur la technologie HSGT (Hybrid Solar Gas Turbine). La conversion est réalisée selon un cycle thermodynamique de Brayton. De l'air à 8 bar de pression est chauffé jusqu'à 750°C grâce à l'énergie solaire concentrée sur le récepteur solaire, puis jusqu'à 1000°C dans la chambre de combustion. L'air chaud est alors injecté dans une turbine de détente qui entraîne un alternateur et génère de l'électricité. La conception, la fabrication, et l'exploitation du récepteur solaire sont des défis technologiques du projet. Sa conception repose sur une approche modulaire. Les modules sont répartis sur deux étages. Le 1^{er} étage, au centre, subit des flux solaires plus élevés que le 2^{ème} étage, en périphérie. Un module du 1^{er} étage est monté en série avec un module du 2^{ème} étage. Chaque module est composé d'un cœur en cuivre, enrobé d'une couche protectrice en inconel, et traversé par des conduits en inconel pour la circulation de l'air.

Un module du récepteur solaire a été construit et expérimenté au Grand Four Solaire d'Odeillo. Les résultats obtenus montrent de très bonnes performances thermiques mais des pertes de charges (frottements de l'air) supérieures aux valeurs attendues. Dans le premier chapitre de ce mémoire, nous nous sommes intéressés au récepteur solaire du projet Pégase dans l'objectif de réduire les pertes de charges. L'étude s'est orientée vers l'augmentation du nombre de conduits pour le passage de l'air comprimé. L'exploitation d'un modèle 3D de l'écoulement et des transferts thermiques, en régime permanent, montre qu'en augmentant le nombre de conduits de 45 à 75, les pertes de charges sont réduites de plus de 50% tout en conservant les performances thermiques. Par rapport à la conception initiale de l'absorbeur, cette étude prend en compte la distribution et la collection de l'air en face arrière (non éclairée). Dans les conditions nominales de l'écoulement, chaque module fonctionne avec des pertes de charges de l'ordre de 60 mbar (distribution incluse). Selon ce modèle, sous un flux solaire concentré de 400 kW/m² au 1^{er} étage et 300 kW/m² au 2^{ème} étage, l'air s'échauffe de 323 à 750°C par une succession de deux modules. La température de la face avant (éclairée) des modules est comprise entre 600 et 800°C. La température de la face arrière, celle sur laquelle le stockage se placera, atteint 750°C sur la partie la plus chaude du récepteur.

Le caractère intermittent de la ressource solaire entraîne des variations de la température du récepteur de forte amplitude. Par exemple, dans le cas d'un passage nuageux, d'une durée maximale de 15 minutes, l'absence brutale d'ensoleillement provoque une chute rapide de la température de l'absorbeur. Cette chute s'accompagne de contraintes mécaniques intenses. La répétition de tels épisodes engendre une fatigue des matériaux et des interfaces. Elle contribue au vieillissement rapide du récepteur. Une solution consiste à augmenter l'inertie thermique de l'absorbeur. Dans le deuxième chapitre du mémoire, nous nous sommes attachés à déterminer la technique et le matériau de stockage adaptés à la protection thermique des modules absorbeurs les plus chauds. Le stockage

thermique de courte durée, placé directement sur la face arrière du module, est la solution envisagée pour répondre à cette problématique. La chaleur latente est retenue comme la technique de stockage thermique la plus adaptée. Elle est notamment utilisée dans la protection de composants électroniques. La chaleur latente est la quantité d'énergie emmagasinée ou libérée pendant la fusion ou la solidification d'un matériau à changement de phase (PCM). Le PCM sélectionné est le carbonate de lithium, Li_2CO_3 . Son changement d'état solide/liquide survient autour de 720°C . L'étude bibliographique menée sur les propriétés thermophysiques de ce matériau montre que certaines propriétés sont accompagnées d'une grande incertitude, jusqu'à 20% dans le cas de la conductivité thermique. Cette conductivité, très faible, est justement le facteur limitant, commun à tous les PCMs. Cela signifie que les transferts de chaleur sont lents et de faible intensité. Pour intensifier les transferts thermiques entre l'absorbeur et le stockage, nous proposons d'intégrer le PCM dans une architecture métallique qui sert de contenant et de conducteur thermique. Cette structure, placée dans la direction principale des flux, agit comme un effet d'ailette. Le nid d'abeilles est l'architecture retenue car elle optimise le taux massique PCM / métal.

Dans le troisième chapitre, nous nous fixons comme objectif de déterminer une méthode de simulation numérique du comportement thermique du stockage (TES). Le modèle thermique s'appuie sur le couplage de trois équations, dépendantes du temps et intégrées au logiciel Comsol. Tout d'abord, l'équation de la chaleur est dédiée au calcul des transferts de chaleur par conduction et convection dans les différents matériaux du TES. Ensuite, la convection naturelle de la phase liquide du PCM, si elle a lieu, est décrite par les équations de Navier-Stokes. La gravité et l'expansion volumique ne sont pas introduites dans le modèle, jugées de faible influence sur les transferts thermiques. Enfin, la transformation du PCM (de l'état solide à l'état liquide et inversement) est modélisée par une équation mathématique continue qui situe le front de fusion / solidification. Le modèle est comparé à des résultats numériques 2D obtenus par Leland et Recktenwald (2003), dans le cas d'une structure à ailettes plates. Ces résultats sont reproduits avec une excellente correspondance.

L'étude s'oriente ensuite vers la meilleure façon de représenter le TES et sa structure en nid d'abeilles. Les flux de chaleur sont étudiés dans un motif élémentaire du TES. Ils sont principalement dirigés dans le sens axial (direction absorbeur – ailette) et radial (direction PCM – ailette). Le motif élémentaire est simulé en 2D et représenté par la tranche d'un tube. L'influence du flux de refroidissement, de la hauteur de stockage, et de l'épaisseur de la structure métallique est étudiée. L'efficacité énergétique est analysée au regard du rapport de l'énergie effectivement stockée, ou restituée, sur celle potentiellement stockable sans pertes. Les résultats mettent en évidence une efficacité énergétique du TES supérieure à 80% pour des flux de refroidissement inférieurs à 100 kW/m^2 et une hauteur de stockage de moins de 10 cm. Une cellule élémentaire du TES stocke environ 30 kJ entre 600 et 800°C . Le changement d'état contribue au stockage ou à la libération de 50% de cette énergie. A chaque flux de chaleur, il existe un rapport épaisseur de matrice / hauteur de stockage optimal en terme d'efficacité énergétique.

Le quatrième chapitre de ce mémoire regroupe les résultats expérimentaux obtenus. Une première approche est menée à basse température dans l'objectif de visualiser le comportement du PCM dans

une structure métallique. La matrice métallique de ce banc est constituée d'ailettes plates en cuivre, d'épaisseur 8 mm, hauteur 40 cm, soudées à une sole chauffante. La paraffine est le PCM introduit dans les compartiments parallélépipédiques entre les ailettes, de largeur 76 mm. Le point de fusion relativement bas, à 53°C, et la transparence de la paraffine liquide, permettent d'observer le changement d'état (fusion et solidification) au cours du temps, au travers des parois latérales en Plexiglas. Durant la charge, la manifestation de la convection naturelle est observée. Elle est expliquée par la largeur importante des compartiments. En refroidissement, le palier de fusion très marqué à 53°C est expliqué par l'absence de la convection naturelle. L'opacité de la paraffine solide formée sur la paroi de Plexiglas empêche au bout d'un moment de visualiser la solidification du centre du compartiment.

Ce banc d'essai permet de comprendre que la largeur des compartiments est un facteur limitant pour le refroidissement du banc. L'épaisseur importante de PCM solide agit comme une forte résistance thermique qui empêche la chaleur de s'extraire rapidement. Pour que l'effet d'ailette soit performant, les compartiments de PCM doivent être plus étroits.

Ce premier banc expérimental est testé à haute température avec le carbonate de lithium (Li_2CO_3). Les tests mettent en évidence les faiblesses mécaniques rédhibitoires de ce dispositif. A partir des expériences à basses et à hautes températures sur ce premier banc, des enseignements sont tirés pour concevoir un deuxième banc d'essai plus robuste et avec des compartiments de PCM plus étroits.

Le deuxième banc d'essai est conçu avec l'objectif de comprendre comment se comporte thermiquement une cellule d'étude composée de Li_2CO_3 et d'une structure en nid d'abeille. Cette structure est approchée en juxtaposant les tubes perpendiculairement à la surface d'échange, selon un motif hexagonal. Les volumes intérieurs des tubes de diamètre 12 mm constituent les compartiments de Li_2CO_3 . L'axe des tubes coïncide avec la direction principale des flux de chaleur. La cellule d'étude relie les centres des 6 tubes placés autour du tube central. Le banc est expérimenté à haute température en effectuant des cycles de chauffage et refroidissement dans la gamme 600-800°C.

L'expérience typique de charge thermique de la cellule d'étude se déroule avec une densité de flux constante, de 16 kW/m², qui élève la température du PCM de 640 à 785°C en une heure. Avec cette valeur de flux, de très faibles écarts de températures dans la cellule d'étude sont mesurés.

Le banc est refroidi par circulation d'air, avec un débit massique constant. La température de la cellule décroît avec la même amplitude que lors de la charge, de 785°C à 640°C, en 20 minutes. La solidification est marquée par un palier à température constante entre 720 et 730°C selon la position du front de solidification. L'étude des écarts de température dans la cellule d'étude, révèle la manifestation d'une résistance thermique de contact entre les tubes (ailette) et la sole.

Dans le cinquième chapitre, les résultats du modèle numérique sont comparés aux résultats expérimentaux dans l'objectif de mieux interpréter les évolutions de température et le comportement du TES de protection. Dans le cas de l'étude à basse température avec la paraffine, le modèle confirme l'influence de la convection dans le processus de charge qui se manifeste par l'augmentation rapide de la température et de la forme caractéristique du front de fusion. Un modèle prenant en compte la

gravité conduirait à des résultats encore plus proches des observations sur la forme du front de fusion. En refroidissement, le modèle numérique sans convection naturelle prévoit l'évolution des températures mesurées. Cela confirme que la convection naturelle n'a aucune influence. Le modèle confirme la lenteur du processus de décharge à cause de la largeur trop importante des compartiments de paraffine.

Concernant le banc d'essai à haute température, le modèle confirme la valeur du flux de chauffage lors de la charge thermique et atteste l'absence de convection naturelle dans les tubes. L'évolution des températures est assez bien décrites par le modèle à condition de considérer une résistance thermique de contact. En comparant le modèle et les mesures dans le cas du refroidissement, nous avons déterminé la valeur du flux de refroidissement de la cellule d'étude. Comme dans le cas de la charge, la prise en compte du décollement de la structure métallique permet de retrouver des évolutions calculées en adéquation avec celles mesurées.

Le décollement d'ailette a une influence considérable sur les transferts thermiques et donc sur la distribution de la température au cours du temps. D'après le modèle, avec un décollement de l'ailette de 1 mm (unique valeur modélisée) sur les 7 cm de hauteur de la structure, le flux radial dans le Li_2CO_3 est divisé par 10 et celui dans l'ailette, axial, est diminué de 30%. La forme des isothermes est très caractéristique de ce décollement. Si la continuité physique de la structure métallique est avérée, les isothermes ont une forme parabolique autour de l'axe du tube. Dans le cas où le contact n'est pas assuré, les isothermes sont concentrées dans la partie basse du compartiment de Li_2CO_3 , où l'essentiel du gradient thermique est localisé. Le maximum d'enseignements a été tiré du banc d'essai développé et a permis de valider la méthode de simulation numérique proposée.

En s'intéressant à une première approche conceptuelle d'un absorbeur-stockeur, la question de la représentation monodimensionnelle du TES se pose. Bien que les flux de chaleur soient dirigés axialement et radialement, nous montrons que la modélisation 1D du TES est possible en considérant un matériau équivalent composite formé par le Li_2CO_3 et le cuivre. Le modèle 1D est comparé aux résultats de simulation du modèle de référence en 2D avec un contact parfait de la structure métallique. La très bonne correspondance d'évolution des températures entre les deux modèles valide la méthode de simulation 1D.

Pour clore cette étude, nous abordons, dans le chapitre 6, la conception d'un absorbeur-stockeur à haute température. Les propriétés équivalentes du stockage thermique sont utilisées dans l'objectif de comparer un module absorbeur seul et un module absorbeur protégé par le couplage avec un stockage thermique. Un modèle simple sans dimension est développé pour intégrer l'échange thermique avec l'air comprimé et simuler le comportement transitoire de l'absorbeur avec ou sans stockage. Ce modèle met en œuvre des hypothèses fortement simplificatrices et ne prétend pas prévoir de façon très précise les évolutions des températures. Il a surtout la vocation de comparer les deux absorbeurs. En adaptant la température de fusion avec la température de la face arrière du module absorbeur, le modèle montre que l'inertie thermique de l'absorbeur est augmentée grâce au TES de protection. La durée nécessaire pour que la température de l'air chute en-dessous de 600°C est triplée en passant de 3 minutes sans stockage à 10 minutes avec stockage.

Bilan personnel

J'ai toujours été curieux de comprendre et d'expliquer les phénomènes qui m'entourent. Cela a commencé très jeune en observant les éclairs et en frôlant la foudre d'un peu trop près. C'est en prenant conscience des problèmes énergétiques actuels que je me suis tourné vers les énergies renouvelables et l'énergie solaire concentrée. Après avoir participé, encore étudiant, à une expérience unique utilisant la pleine lune à la centrale solaire de Thémis, la thèse a été une évidence. J'ai eu la chance de travailler durant trois années sur un projet d'avenir tel que le stockage de l'énergie thermique.

Je dois avouer que le travail de recherche est difficile au début. La lecture et l'extraction d'informations d'articles scientifiques, en anglais, demande un certain temps d'adaptation. Mais il est satisfaisant de constater que la communauté scientifique explore tous les jours des domaines plus insolites les uns que les autres dans l'objectif d'améliorer le quotidien du plus grand nombre.

Durant mes années de thèse, je retiens essentiellement le plaisir que j'ai eu à concevoir, fabriquer, et exploiter mes bancs expérimentaux. Quel bonheur de travailler avec le fruit de sa réflexion. Je retiens également toute l'expérience acquise lors de la communication, orale ou écrite, lors de congrès, qu'ils soient français, européens, ou internationaux. Ces rassemblements sont des occasions uniques de rencontrer des personnalités d'horizons différents, toutes avec leurs connaissances et leurs points de vue sur la recherche que nous menons. Ces communications m'ont enseigné la rigueur, l'esprit de synthèse, et la vulgarisation scientifique. J'attache une importance particulière à ce dernier point, que j'estime être le point faible des scientifiques. Les grands projets n'aboutissent que si les investisseurs comprennent ce que nous faisons, et dans quel but. Je crois que nous avons trop souvent tendance à les perdre dans des explications trop compliquées. Nous perdons parfois nos propres collègues. Mais peut être que ce sont les investisseurs qui sont sourds à nos appels, et à nos arguments pour révolutionner des domaines comme l'énergie ? Pour ma part je suis persuadé que l'énergie solaire fera partie intégrante de notre quotidien dans les décennies à venir, et que nos habitudes de consommations vont changer. Dès aujourd'hui, je consacre mon énergie au service de celles de demain.

Annexes

1	Définition des nombres adimensionnels.....	226
2	Plan du module absorbeur Mini-Pégase (75 tubes) alimenté par l'arrière.....	227
3	Plan de l'insert hélicoïdal	230
4	Caractérisation thermique de la fusion de la paraffine	231
5	Liste des expériences à basse température (paraffine)	233
6	Liste des expériences à haute température (Li_2CO_3).....	234
7	Plan du banc d'essai de stockage à chaleur latente (nid d'abeilles)	236
8	Masses mises en jeu dans le banc d'essai	237

1 Définition des nombres adimensionnels

NUSSELT (Ernst Kraft Wilhelm Nusselt (1882-1957), physicien allemand)

Le nombre de Nusselt (Nu) caractérise le rapport entre le transfert thermique conductif et le transfert thermique convectif. Lorsque Nu est proche de 1, le transfert conductif domine. L'échange majoritairement convectif est caractérisé par un Nu grand.

$$Nu = \frac{h d}{k}$$

h = coefficient de transfert thermique (W/m².K)

d = dimension caractéristique (diamètre ou longueur en m)

k = conductivité thermique du fluide (W/(m.K))

REYNOLDS (Osborne Reynolds (1842-1912), physicien irlandais)

Le nombre de Reynolds (Re) caractérise le régime d'écoulement d'un fluide. Selon la valeur du nombre, le régime est de type laminaire, transitoire ou turbulent.

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu}$$

ρ = masse volumique du fluide (kg/m³)

u = vitesse du fluide (m/s)

μ = viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

PRANDTL (Ludwig Prandtl (1875-1953), physicien allemand)

Le nombre de Prandtl (Pr) compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible (par exemple les métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho C_p}} = \frac{\nu}{a}$$

C_p = capacité calorifique du fluide (kg/m³)

a = diffusivité thermique du fluide (m²/s)

ν = viscosité cinématique du fluide (Pa.s)

GRASHOF (Franz Grashof (1826-1893), ingénieur allemand)

Le nombre de Grashof (Gr) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection libre dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Il est défini de la manière suivante :

$$Gr = \frac{\alpha \rho^2 g (T_{paroi} - T_{\infty}) d^3}{\mu^2}$$

α = coefficient d'expansion volumique du fluide (K⁻¹)

g = constante de gravité (m/s²)

T = température

RAYLEIGH (John William Strutt Rayleigh (1842-1919), physicien anglais)

Le nombre de Rayleigh (Ra) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide : inférieur à une valeur critique de 2 000, le transfert s'opère essentiellement par conduction, tandis qu'au-delà de cette valeur c'est la convection libre ou naturelle qui devient importante.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\alpha \rho g (T_{paroi} - T_{\infty}) d^3}{\mu \left(\frac{k}{\rho C_p} \right)}$$

2 Plan du module absorbeur Mini-Pégase (75 tubes) alimenté par l'arrière

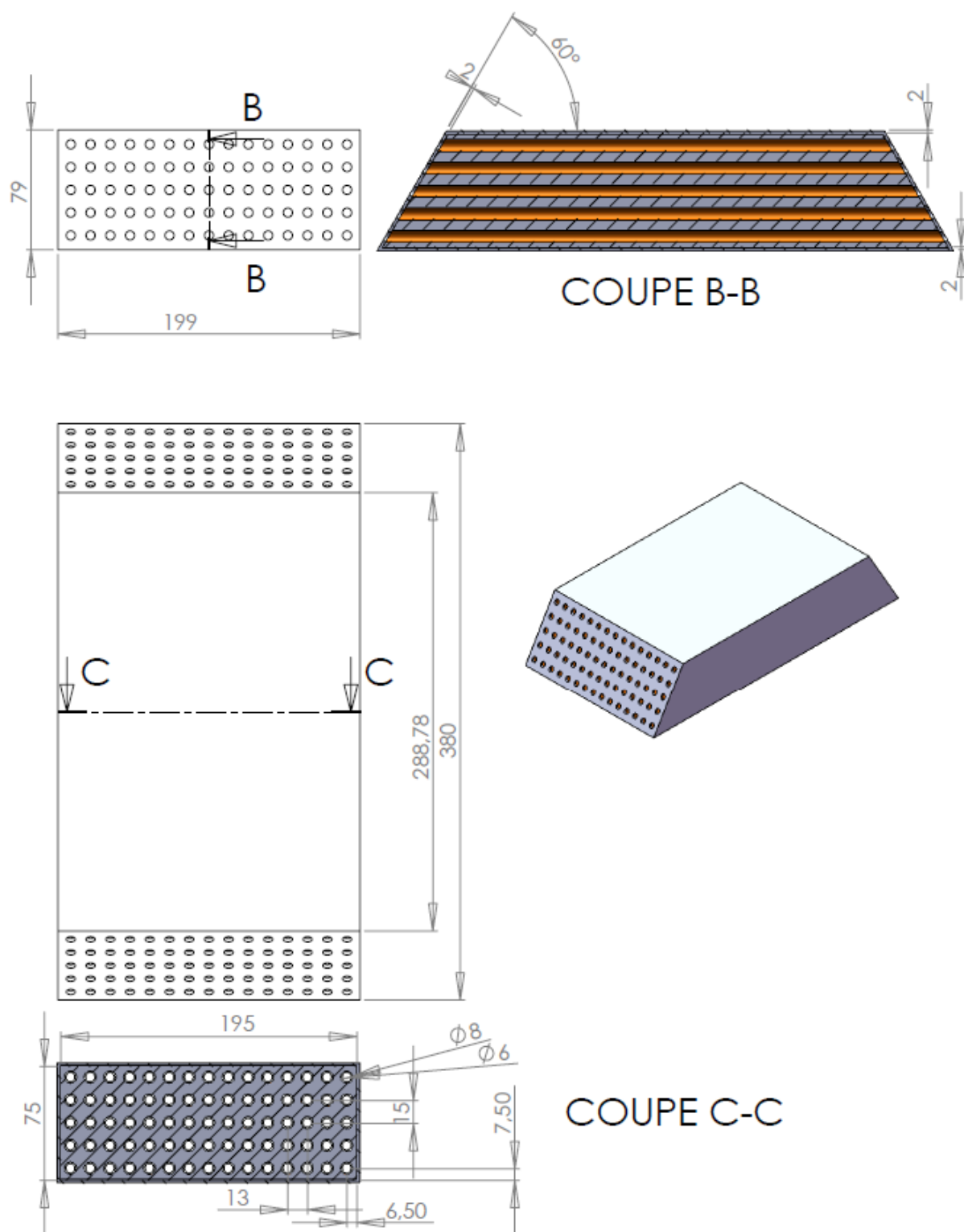


Figure A1 : Intérieur du module (longueurs en mm)

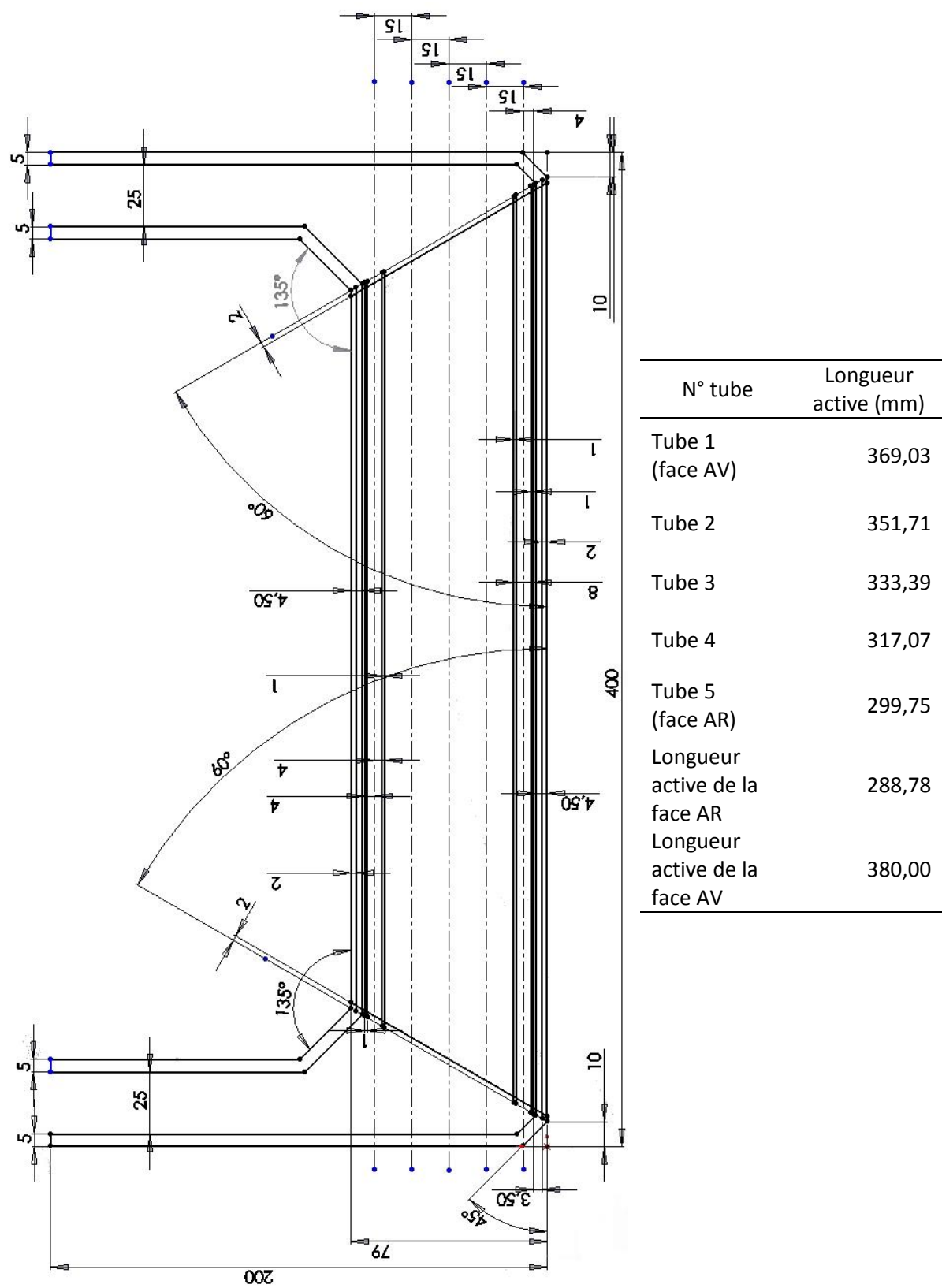


Figure A2 : Intérieur du module en coupe (longueurs en mm)

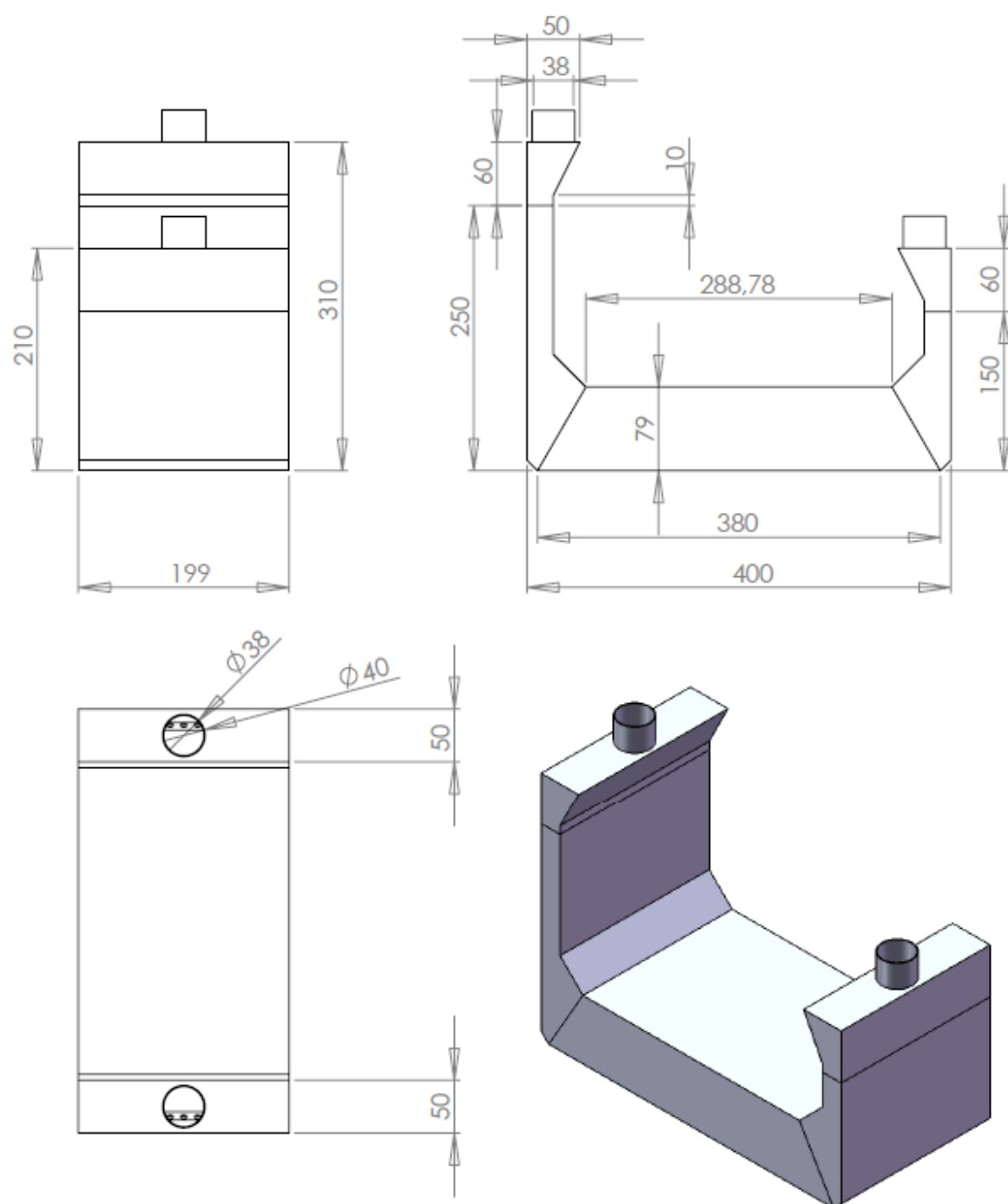
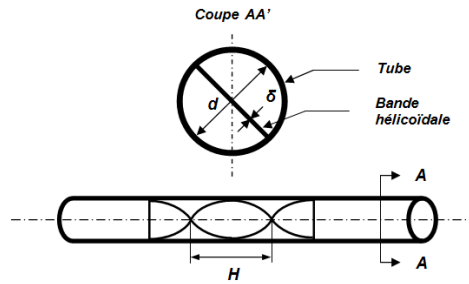


Figure A3 : Module absorbeur avec divergent et convergent (longueur en mm)

3 Plan de l'insert hélicoïdal



Dans le cas de Pégase :

$$d = 0,006 \text{ m}$$

$$\delta = 0,0008 \text{ m}$$

$$H = 0,015 \text{ m}$$

Figure A4 : Schéma de principe de l'insert hélicoïdal

Paramètre	Notation	Formule	Unité
Pas relatif d'hélice	y	$y = H/d$	[m]
Angle d'hélice	α	$\text{tg}(\alpha) = \pi/(2y)$	[-]
Section primitive de passage	A_0	$A_0 = \frac{\pi d^2}{4}$	[m ²]
Section de passage effective	A_a	$A_a = \frac{\pi d^2}{4} - \delta d$	[m ²]
Périmètre mouillé	P_m	$P_m = d(\pi + 2) - 2\delta$	[m]
Diamètre hydraulique	d_h	$d_h = \frac{4A_a}{P_m} = d \left(\frac{\pi - 4\delta/d}{\pi + 2 - 2\delta/d} \right)$	[m]
Vitesse débitante primitive	V_0	$V_0 = \frac{\dot{m}}{\rho A_0}$	[m/s]
Vitesse débitante effective	V_a	$V_a = V_0 \frac{\pi}{\pi - 4\delta/d}$	[m/s]
Vitesse totale (spirale)	V_{sw}	$V_{sw} = V_a \left(\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2} \right)$	[m/s]
Longueur développée	L_{sw}	$L_{sw} = L \left(\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2} \right)$	[m]
Nombre de Reynolds primitif (tube vide)	Re_0	$Re_0 = \frac{\rho V_0 d_0}{\mu}$	[-]
Nombre de Reynolds effectif (insert plat)	Re_{dh}	$Re_0 = \frac{\rho V_a d_h}{\mu}$	[-]
Nombre de Reynolds (spirale)	Re_{sw}	$Re_{sw} = \frac{\rho V_{sw} d_h}{\mu}$	[-]
Paramètre hélicoïdal adimensionnel	S_w	$S_w = \frac{Re_{sw}}{\sqrt{y}} = \frac{Re}{\sqrt{y}} \left(\frac{\pi}{\pi - 4\delta/d} \right) \left(1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2 \right)^{1/2}$	[-]

4 Caractérisation thermique de la fusion de la paraffine

Rapport interne d'analyse thermique N°2013-16 (17 juin 2013)

Demandeur : Denis MARTY

Réalisation : Céline BOACHON

Objectif : Déterminer l'enthalpie de changement de phase de la paraffine

Matériel : TG-DSC 111 de Setaram

Cycle et procédure :

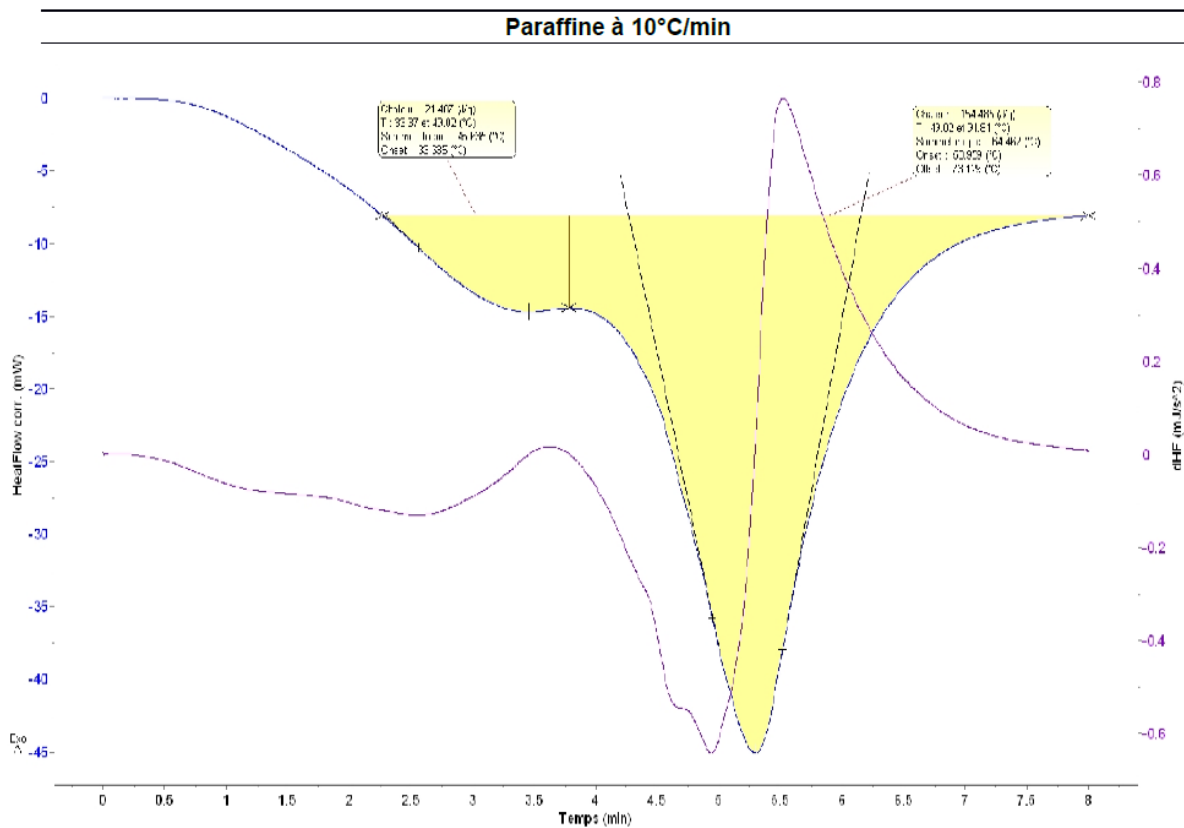
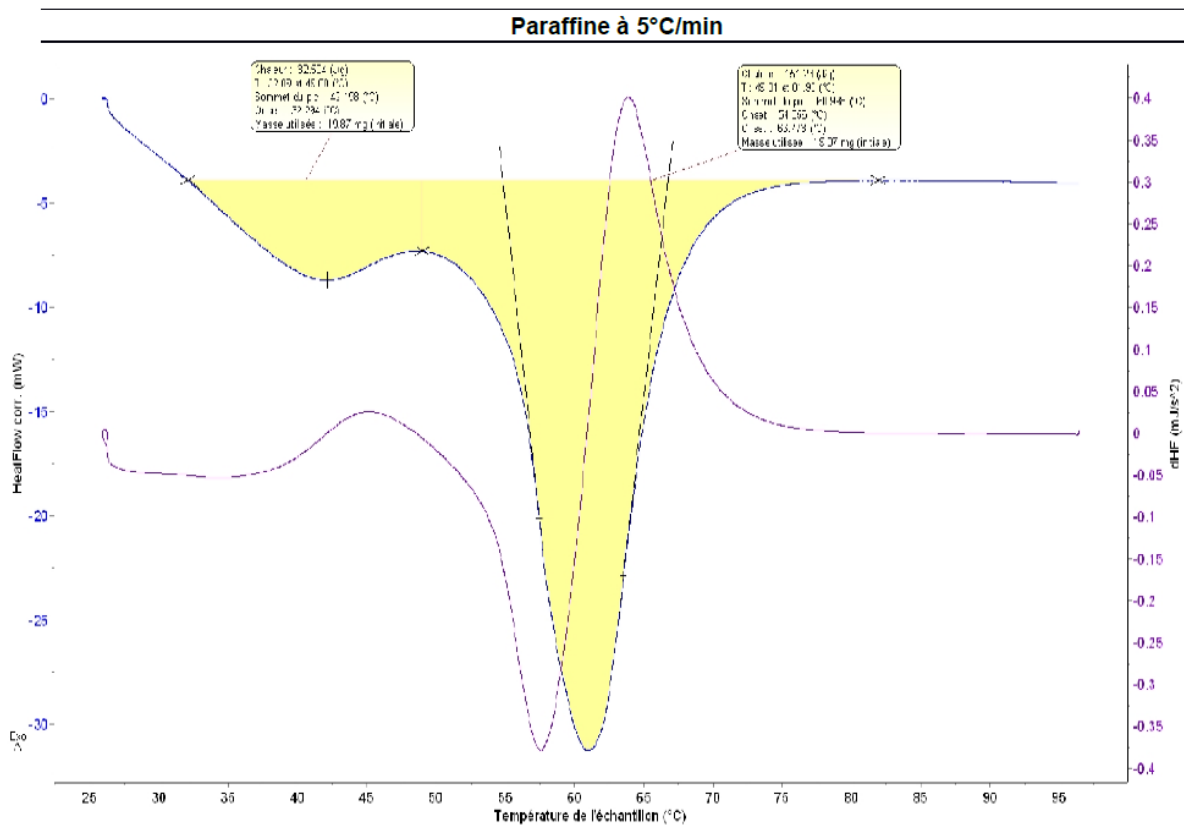
- Utilisation d'un creuset en aluminium. Atmosphère en présence : air
- Tare + isotherme de 10 minutes à 25°C
- Tare + rampe de 25°C à 100°C à 5°C/minute et 10°C/minute
- Refroidissement de 100°C à 30°C à 5°C/min

Résultats :

Date	Echantillon	Masse initiale (mg)
3/6/2013	DM – Blanc 10°Cmin	-
3/6/2013	DM – Paraffine 10°Cmin	19,464
3/6/2013	DM – Blanc 5°Cmin	-
3/6/2013	DM – Paraffine 5°Cmin	19,870

Commentaires :

La réaction de changement de phase débute à 54°C avec une enthalpie comprise entre 151 et 155 kJ/kg. Une première réaction débute à 33°C. Les graphes sont présentés sur la page suivante.



5 Liste des expériences à basse température (paraffine)

Expérience : aammjj-hhmmss	Δt (s)	P (W)	Tinit (°C)	Δt fusion (s)	Débit eau (L/h)	Δt solidif (s)	Commentaires
De mars à mai 2013							Installation du banc d'essai, test électrique, test hydraulique, remplissage du banc en paraffine, problèmes de fuite de la paraffine à l'état liquide solutionné par des parois Plexi plus épaisses et un joint Viton
130626-105242	1	De 1200 à 480 W	15°C	9000 s	na	na	Ch chauffe du banc, fusion du PCM
130626-142937	1	0	100°C	na	800 L/h	+ de 2h	Refroidissement du banc, solidification partielle du PCM
130627-141826	1	1200 W constant	20°C	8000 s	na	na	Ch chauffe du banc + Dispositif photo, suivi de la fusion du PCM
130627-170336	1	0	90°C	na	non mesuré	+ de 2h	Refroidissement du banc + Dispositif photo, suivi de la solidification partielle du PCM
130705-085103	1	1200 W	na	na	na	na	Raccordement masse électrique + Remplissage
130705-091415	10	1200 W	na	na	na	na	Banc d'essai à ras bord à l'état liquide Essai échantillonnage 10 s
130708-104711	5	1200 W	20°C 90°C	11000 s*	800 L/h	+ de 2h	Cycle complet (chauffe + refroidissement) *circulation d'eau durant la chauffe (8 min)
130709-081434	5	De 1440 à 1800 W	25°C	7000 s	na	na	Ch chauffe du banc, fusion du PCM, avec plus de puissance
130709-110634	5	0	100°C	na	600 L/h	+ de 3h30	Refroidissement du banc, solidification du PCM, avec moins de débit d'eau
130711-102458	5	De 1680 à 2160 W	17°C	7000 s	na	na	Ch chauffe du banc, fusion du PCM, avec plus de puissance
130711-124057	5	0	90°C	na	480	+ de 3h	Refroidissement du banc, solidification du PCM, avec moins de débit d'eau
130711-155122	60	0	20- 53°C	na	0	+ de 16 h	Refroidissement par convection libre sans circulation d'eau (échantillonnage 1 min)
130717-145640	10	De 1800 à 2760 W	18°C	7000 s	na	na	Ch chauffe du banc, fusion du PCM, avec plus de puissance
130717-171448	10	0	90°C	na	650	+ de 3h	Refroidissement du banc, solidification du PCM
130717-201636	60	0	20- 53°C	na	0	+ de 12 h	Refroidissement par convection libre sans circulation d'eau (échantillonnage 1 min)
130722-100245	60	840 W	16°C 75°C	15600 s	300 L/h	+ de 4 h	Ch chauffe à faible puissance constante, fusion du PCM Refroidissement à faible débit d'eau, solidification du PCM
130724-083436	10	De 2160 à 3600 W	17°C 120°C	5880 s	480 L/h	+ de 5 h	Ch chauffe à puissance élevée, fusion du PCM Refroidissement, solidification du PCM
130725-085157	60	720 W	21°C	18000 s	na	na	Ch chauffe à faible puissance constante, fusion du PCM
130725-143641	60	na	85°C	na	200	+ de 4 h	Refroidissement, solidification du PCM
130730-105510	60	1800 W	18°C	na	na	na	Fuite importante de PCM liquide, déformation très importantes des parois en Plexiglas, arrêt des expériences en paraffine

En jaune : les expériences représentatives étudiées

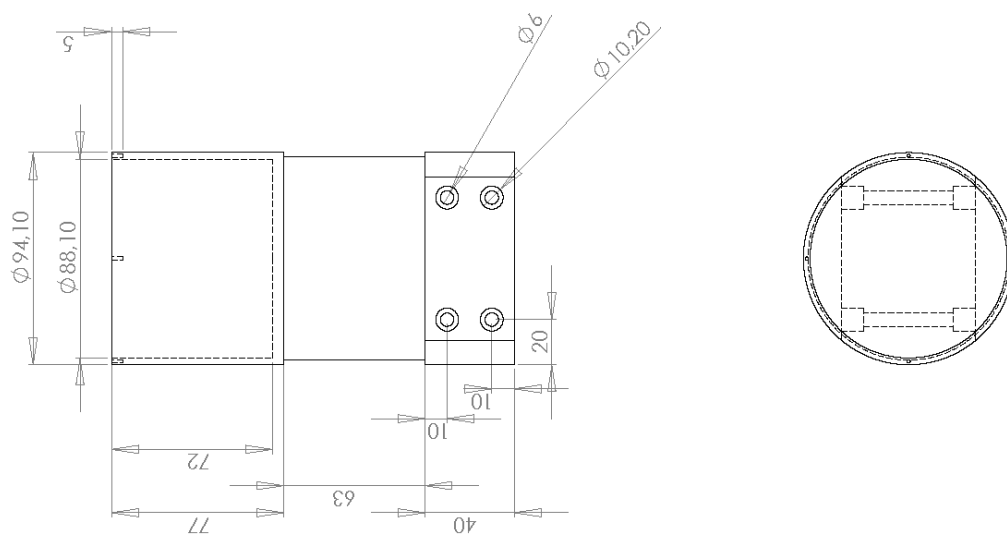
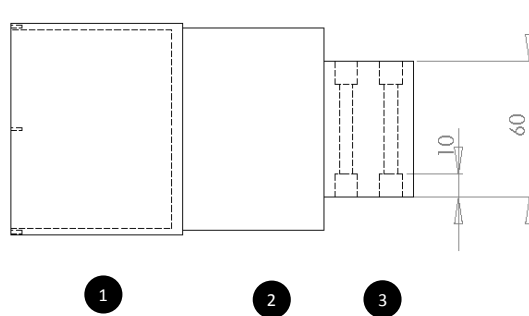
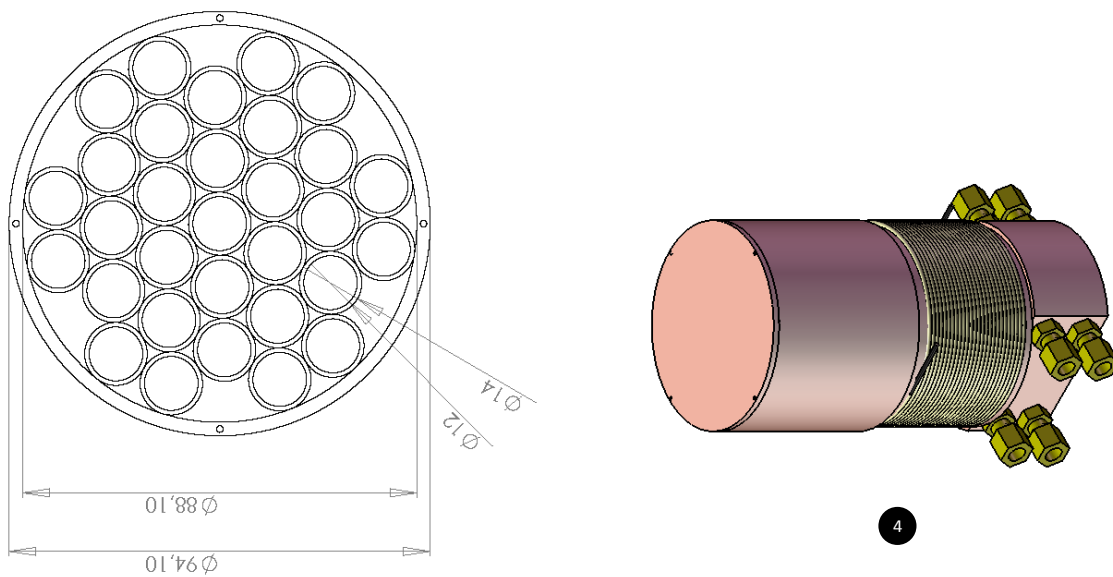
6 Liste des expériences à haute température (Li_2CO_3)

Dans le tableau suivant est dressée la liste des expérimentations avec quelques commentaires en encadrés bleus. Ces encadrés sont de couleur orange lorsqu'il y a eu débordement de PCM.

Charge N° / Photos	Fichier	Δt acqui	Puissance charge	Puissance décharge	T max TES
1	150311-152937_U1.CSV	1	de 10 à 50%	EAU 93 L/h mesuré	> 700°C
OUI	Première chauffe, des odeurs très présentes liées à la transformation du carbonate de lithium & isolant				
2	150312-080806_U1.CSV	1	de 10 à 20%	EAU débit non mesuré	< 300°C
OUI	Banc d'essai encore à 200°C au matin, donc je décide de refaire une chauffe puisque je ne peux pas ouvrir pour contrôler. Mais problème avec thermocouple de sécurité qui monte en température de façon importante. Donc décharge pour vérifier. De plus je rajoute des thermocouples (secu, isolant, couvercle)				
3	150312-092728_U1.CSV	1	de 20 à 40% en chauffe et 7 % pour stabilisation à 805°C	EAU 65 L/h mesuré	820°C
OUI	Après décharge, ouverture du banc d'essai, RAS pour le PCM, l'isolant et le câble.				
4	150313-080731_U1.CSV	1	de 20 à 45% en chauffe et 10 % pour stabilisation autour de 820°C (Reg perm non atteint)	EAU 56 L/h mesuré	820°C
	Après décharge, ouverture du banc d'essai, RAS pour le PCM, l'isolant et le câble. Je rajoute du PCM pour la prochaine chauffe				
5	150316-081013_U1.CSV	1	de 20 à 50% en chauffe et 12 % pour stabilisation autour de 820°C (Reg perm non atteint)	EAU 73 L/h mesuré	820°C
OUI	Après décharge, on constate que le PCM est sorti du banc par le haut le long des thermocouples. Il a été absorbé par l'isolant, formant un puits. Conséquence remplacement de l'isolant, nettoyage, et remplissage d'une petite quantité de PCM tassée				
6	150316-161935_U1.CSV	1	30%	Décharge passive enregistré à partir de 18h25 toutes les 30s	758°C
	Banc d'essai non contrôlé				
6bis	150317-080529_U1.CSV	30	30 % en chauffe et 12 % pour stabilisation à 760°C	AIR à fond puis EAU 33 L/h	787°C
OUI	Après décharge on constate toujours le même problème de débordement du PCM. Remplacement de l'isolant donc et nettoyage. Pas de rajout de PCM				
7	150317-141435_U1.CSV	5	30 % en chauffe et 15 % à partir de 700°C sur la régulation	AIR à fond puis EAU 40 L/h débitmètre	731°C
OUI	Pas de débordement du PCM. Donc remplissage d'une petite quantité de PCM non tassé et en dessous de 1 cm du haut du TES.				
8	150318-082045_U1.CSV	5	30 % en chauffe puis 20 et 11 % pour le palier de changement phase	AIR à fond	770°C
	Après décharge, remplissage d'une petite quantité de PCM encore. Je remarque que les tubes situés en périphérie sont bien ovalisés, et le diamètre ext de la cuve s'est agrandi de 1 ou 2 mm par rapport à celui du couvercle.				
9	150318-135724_U1.CSV	5	11 % puis 40 % en chauffe puis 15 % pour stabiliser	Décharge passive enregistré à partir de 17h41 toutes les 60s	753°C
OUI	Après décharge, de nouveau le PCM a débordé un peu en sortant par les thermocouples, peut-être faut-il seulement remplir les tubes où il n'y a pas de thermocouples et maintenir la température de fusion très longtemps.				
10	150319-091856_U1.CSV	5	30 % en chauffe	Air à fond	750
OUI	Le PCM a débordé, remplacement de l'isolant détruit. Pas de remplissage				
11	150319-144720_U1.CSV	5	40 % en chauffe puis 15 % pour stabiliser	Air à fond	730
OUI	Pas de débordement du PCM. Remplissage des tubes sans TC. Remarque : le PCM dans les espaces inter tubes en périphérie est présent sous forme de crayon de PCM solide fritté dans l'axe du volume. Réglage SECU à 780°C				
12	150320-081947_U1.CSV	5	30 % en chauffe puis 15 % pour stabiliser	Air à fond	772
OUI	Pas de débordement. Remplissage des tubes sans TC				
13	150323-071937_U1.CSV	30	15 - 30 - 15 %	Air à fond	772
	Pas de débordement. Pas de remplissage				
14	150323-132852_U1.CSV	30	30 - 8 %	Décharge passive	772
	Essai de stabilisation de la température avec le régulateur. Pas terrible donc STOP. Le lendemain matin, vérification, pas de débordement. Pas de remplissage				
15	150324-072446_U1.CSV	30	30 - 15 - 8 - 9 %	Air à fond, toute la nuit	745
OUI	Expérimentation longue de maintien à 800°C. Pas de débordement, remplissage des tubes sans TC				
16	150325-111257_U1.CSV	30	10 - 20 - 30 - 20 %	Air à fond	767
	Pas de débordement. Remplissage des tubes sans TC				
17	150326-092526_U1.CSV	30	20 - 30 - 15 %	Air à fond	770
	Pas de débordement. Remplissage des tubes sans TC				
18	150407-070239_U1.CSV	30	20 - 30 - 15 %	Air à fond	770
	Aucune vérification				
19	150407-174254_U1.CSV	30	40%	Décharge libre	770
OUI	Gros débordement, voir photos				
20 Cyclages x2	150408-091337_U1.CSV	30	30 - 13 %	Air à fond / Air à fond / Décharge libre	770
OUI	Pas de débordement, mesure de la quantité de PCM, 3,2 mm pour 3,8 mm d'air. Remplissage d'un peu de PCM dans les tubes sans TC				
21	150409-082640_U1.CSV	30	30 - 20 %	Air à fond puis palier à 650°C	770
	Pas de décharge. Passage direct à la chauffe 22				
22 Bilan charge	150409-133329_U1.CSV	30	30 - 20 %	Palier puis chauffe à P constante. Air à fond	820
	Calcul du bilan énergétique de la charge du stockage. Pas de débordement. Banc d'essai intact. Mesure des dimensions. Remplissage.				
23	150414-121300_U1.CSV	30	P = 30 - 20 % sécurité à 800°C	Air à fond	800
	Destruction thermocouple secu collier. Pas de débordement				

24	150415-082701_U1.CSV	30	P = 30 - 20 % sécurité à 800°C	Air à fond	800
			Pas de débordement, remplissage		
25	150415-133303_U1.CSV	30	P = 30 % sécurité à 800°C	Air à fond	800
			Pas de débordement, remplissage, Mesure des dimensions		
26	150416-083520_U1.CSV	30	P = 30 % sécurité à 800°C	Air à fond	800
			Pas de débordement, remplissage, le couvercle en cuivre est bombé et commence à devenir trop petit pour couvrir la section du banc		
27	150416-140358_U1.CSV	30	P = 30 % sécurité à 800°C	Air à fond, fuite tuyau	800
			Pas de débordement, remplissage		
28	150417-084317_U1.CSV	30	P = 30 % sécurité à 800°C	Air à fond, fuite tuyau	800
			Pas de débordement, banc d'essai bien bombé, tubes centre plus hauts que les autres, remplissage		
29	150420-095009_U1.CSV	30	P = 10 - 35 - 10 % sécurité à 800°C	Air à fond, fuite tuyau	800
			Pas de débordement, mesure des dimensions, remplissage		
30	150421-074326_U1.CSV	30	P = 35 - 12 % sécurité à 800°C	Air à fond, fuite tuyau	800
			banc d'essai à 800°C, prêt pour cyclages		
31 - Cyclage	150421-110659_U1.CSV	1	CHAUFFES P = 40 - 12 %, 3 cycles	Air à fond	800
			a la fin, refroidissement libre de 600 à 200°C toute la nuit		
32 - Cyclage	150422-072559_U1.CSV	30	CHAUFFES P = 40 - 12 %, 3 cycles	Air à fond	800
			Démontage de l'isolant du banc pour vérification, je constate qu'il y a eu débordement de PCM. Mesure des dimensions. Remplacement de l'ensemble de l'isolant.		
33	150511-112811_U1.CSV	30	Régime permanent P = 8% 160 W	Air à fond	800
			Pas de vérification		
34	150519-142743_U1.CSV	30	Régime permanent P = 5% 100 W		600
			Pas de refroidissement. Expérience 35 directement enchainée après la 34		
35	150519-142743_U1.CSV	30	Régime permanent P = 6% 120 W	Refroidissement libre	680
			Débordement de la manip 33 constaté		
36	150525 (pas de fichier)	30	Régime permanent P = 7% 140 W (pendant 2j)	Air à fond	730
			Pas de débordement		
37	150527-144306_U1.CSV 150528-074214_U1.CSV	5 min 2 s	Chauffe à 20% Puis maintient à 800°C pendant plus de 10 heures	Air à fond (2 ^{ème} fichier)	800
			Pas de débordement		
38	150110-104352_U1.CSV 150110-155430_U1.CSV 150110-161433_U1.CSV	5 s 1 s 1 min	P = 25 % constant et déclenchement sécurité à 800°C	Air à fond (2 ^{ème} fichier)	800

7 Plan du banc d'essai de stockage à chaleur latente (nid d'abeilles)



8 Masses mises en jeu dans le banc d'essai

Masse de cuivre du socle

$$m_{\text{cuivre}} = \rho * (V_2 + V_3)$$

$$m_{\text{cuivre}} = 8900 * \pi \left(\frac{90.2^2}{4} * 63 + \frac{94.2^2}{4} * 40 * 70\% - 4 * \frac{6^2}{4} * 60 \right) * 10^{-9}$$

$$m_{\text{cuivre}} = 5.26 \text{ kg}$$

Masse de cuivre de la cuve et du couvercle

$$m_{\text{cuivre cuve et couvercle}} = \rho * (V_1 + V_4)$$

$$m_{\text{cuivre}} = 8900 * \pi \left(\frac{94.2^2 - 88.2^2}{4} * 72 + \frac{94.2^2}{4} * 5 \right) * 10^{-9} = 0.55 + 0.31 \text{ kg}$$

$$m_{\text{cuivre}} = 0.86 \text{ kg}$$

Masse des tubes internes de cuivre

$$m_{\text{tube cuivre}} = 31 * \rho * V$$

$$m_{\text{tube cuivre}} = 31 * 8900 * \pi * \left(\frac{0.014^2 - 0.012^2}{4} \right) * 0.07$$

$$m_{\text{tube cuivre}} = 0.79 \text{ kg}$$

Masse des tubes inox (seulement la partie incluse dans l'isolant)

$$m_{\text{tube}} = 4 * \rho * V$$

$$m_{\text{tube_inox}} = 4 * 8000 * \pi * \left(\frac{0.008^2 - 0.006^2}{4} \right) * 0.5$$

$$m_{\text{tube}} = 0.35 \text{ kg}$$

Masse de PCM en fonction de la hauteur de remplissage

$$m_{\text{PCM}} = \rho * (V_{\text{cuve int}} + V_{\text{tube cuivre}})$$

$$m_{\text{PCM}} = 2110 * \pi * \left(\frac{0.0882^2}{4} - 31 * \frac{0.014^2 - 0.012^2}{4} \right) * h$$

$$\begin{aligned} m_{\text{PCM}}(h = 1\text{cm}) &= 102 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 2\text{cm}) &= 204 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 3\text{cm}) &= 307 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 4\text{cm}) &= 409 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 5\text{cm}) &= 511 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 6\text{cm}) &= 613 \text{ g} \\ m_{\text{PCM}}(h = 7\text{cm}) &= 715 \text{ g} \end{aligned}$$

Masse d'isolant

Masse volumique : 128 kg/m³, volume (62*30*65+62*30*42) cm³ soit une masse totale de 25 kg

Liste des Figures et Tableaux

Liste des figures

Chapitre 1 : Conception avancée du récepteur solaire à air pressurisé Mini-Pégase.....	1
Figure 1.1. Coût de l'électricité produite par filière renouvelable en 2010 et en 2014 (<i>source : IRENA, janvier 2015</i>).....	4
Figure 1.2. Répartition des coûts d'investissement d'une centrale solaire à tour avec stockage thermique (<i>source : IRENA, juin 2012</i>).....	5
Figure 1.3. La centrale à tour de Thémis en fonctionnement au début des années 80	6
Figure 1.4. Héliostats du champ solaire de Thémis, (a) vue du sol et (b) vue de la tour	7
Figure 1.5. Tour solaire de Thémis.....	7
Figure 1.6. Schéma de principe du projet Pégase à Thémis.....	8
Figure 1.7. Cavité réceptrice placée devant le récepteur, (a) vue isométrique, (b) vue de face, et (c) photo de son installation.....	9
Figure 1.8. Schéma du récepteur multi-étagé, et non uniformité du flux solaire	10
Figure 1.9. Vue d'ensemble du module absorbeur alimenté en air par l'arrière	10
Figure 1.10. Vues en coupe d'un module et insert hélicoïdal dans les conduits d'air (Annexe 3).....	11
Figure 1.11. Vue schématique de la distribution et de la collection de l'air du récepteur	11
Figure 1.12. Boucle de test du module absorbeur au Grand Four Solaire d'Odeillo (mai 2011)	12
Figure 1.13. Mesures et corrélations du coefficient de frottement de Fanning en fonction de Re.....	14
Figure 1.14. Températures mesurées lors des essais 59 (1 ^{er} étage) et 90 (2 ^{ème} étage)	15
Figure 1.15. Nombre de Nusselt expérimental et comparé aux corrélations de la littérature.....	16
Figure 1.16. Représentation géométrique d'une tranche du module absorbeur avec trois tubes d'air (13 x 49 x 350 mm)	19
Figure 1.17. Influence du maillage sur : (a) les pertes de charges et (b) la température d'air en sortie	20
Figure 1.18. Simulation des performances thermiques et hydrauliques du module absorbeur en fonction du nombre de conduits	22
Figure 1.19. Représentation géométrique d'une tranche du module absorbeur avec alimentation en air par l'arrière	24
Figure 1.20. Maillage triangulaire dans les éléments de la géométrie 3D associée au module absorbeur	25
Figure 1.21. Simulation des performances thermiques du module absorbeur à 5 tubes avec alimentation en air par l'arrière	27
Chapitre 2 : Problématique du stockage thermique associé au récepteur solaire	31
Figure 2.1. Température de l'air à la sortie du récepteur avec et sans stockage	35
Figure 2.2. Diagramme de changement d'état d'un matériau	38
Figure 2.3. Conception d'un stockage thermique (inspirée de Abhat 1983)	40
Figure 2.4. Chaleur latente en fonction de la température de fusion des grandes familles de PCM (Cabeza 2011)	41
Figure 2.5. Mesures expérimentales de la masse volumique du Li ₂ CO ₃ liquide	46
Figure 2.6. Evolution de la conductivité thermique du Li ₂ CO ₃ en fonction de T (Janz 1979)	46
Figure 2.7. Evolution de la capacité calorifique du Li ₂ CO ₃ en fonction de T (Koukiva 2006 en solide et Janz 1963 en liquide)	47
Figure 2.8. Résultats avant/après test de compatibilité thermochimique.	50
Figure 2.9. Comparaison des diffractogrammes de Li ₂ CO ₃ chauffé différemment.....	50
Figure 2.10. Diffractogramme de la pastille de cuivre initiale, et chauffée à 800°C avec ou sans carbonate de lithium	51
Figure 2.11. (a) Vue schématique de l'unité de stockage développée par Zukowski et (b) mise en place dans un banc expérimental.....	54
Figure 2.12. Banc expérimental de stockage thermique à chaleur latente par encapsulation de NaNO ₃ entre 250 et 386°C (Zheng <i>et al.</i>).....	54
Figure 2.13. Optimisation des dimensions de l'aillette par Leland <i>et al.</i>	55
Figure 2.14. (a) Photo du banc expérimental développé par Kozak <i>et al.</i> et (b) schéma du banc.....	56
Figure 2.15. Banc expérimental développé par Longeon <i>et al.</i>	56
Figure 2.16. Différentes géométries de compartiments étudiées par Mahmoud <i>et al.</i>	57
Chapitre 3 : Modélisation numérique du stockage à chaleur latente.....	61
Figure 3.1. Couplage des équations physiques selon la transformation du PCM.....	67
Figure 3.2. Exemple d'évolution de la masse volumique du Li ₂ CO ₃ en fonction de la température.....	69
Figure 3.3. Représentations géométriques possibles du stockage thermique en 2D.....	72
Figure 3.4. Géométrie, paramètres et propriétés considérés à partir de Leland <i>et al.</i> pour la validation du modèle.....	76
Figure 3.5. Comparaison entre les résultats de simulation de Leland <i>et al.</i> (en noir) et ceux de du modèle développé (en rouge)	77
Figure 3.6. Représentations géométriques possibles du nid d'abeilles en 2D	78
Figure 3.7. Géométrie monotube et géométrie à tubes concentriques.....	79
Figure 3.8. Distribution de la température (°C) et front de fusion à l'instant 2700 s : (a) monotube, et (b) tubes concentriques..	80
Figure 3.9. Composante horizontale de la densité de flux dans le TES, (a) cas monotube et (b) cas tubes concentriques, h = 25 mm, pour t = 1000 s (PCM solide), t = 2700 s (sol + liq) et t = 3800 s (PCM liquide)	81
Figure 3.10. Evolution de la fraction totale de liquide au cours de la charge.....	82
Figure 3.11. (a) Evolution de la température de la sole et (b) température du dernier point de PCM à fondre (charge des géométries).....	83

Figure 3.12.	(a) Courbes de la fraction de liquide (b) température de la sole (c) température du dernier point à changer d'état (décharge des géométries).....	84
Figure 3.13.	Evolution de l'efficacité énergétique en fonction de la hauteur du TES pour une densité de flux de 100 kW/m ² (a) et 150 kW/m ² (b)	88
Chapitre 4 : Approche expérimentale du stockage à chaleur latente.....		93
Figure 4.1.	Schéma de principe de fonctionnement du banc expérimental (a) en accumulation de chaleur et (b) en restitution de chaleur	97
Figure 4.2.	Dimensions du banc et de la cellule d'étude, (a) schéma et (b) photo du cœur du banc.....	98
Figure 4.3.	Potentiel énergétique et répartition de l'énergie stockée dans le TES selon le PCM	99
Figure 4.4.	(a) schéma d'ensemble de la sole, (b) dispositif de chauffage (cartouches), (c) système de refroidissement (circulation d'eau)	100
Figure 4.5.	Nomenclature des thermocouples placés dans la cellule d'étude	101
Figure 4.6.	Photos du front de fusion de la paraffine, charge	103
Figure 4.7.	Cellule de convection naturelle dans la paraffine liquide, charge	104
Figure 4.8.	Mesure de la température de la sole, dans les cartouches chauffantes, charge	105
Figure 4.9.	Pertes thermiques estimées de la sole en fonction de sa température	105
Figure 4.10.	Discretisation effectuée pour le calcul de l'énergie accumulée, charge.....	106
Figure 4.11.	Mesure de la température à proximité de la sole, charge	107
Figure 4.12.	Mesure de la température à 125 mm de hauteur, charge	108
Figure 4.13.	Mesure de la température à 250 mm de hauteur, charge	108
Figure 4.14.	Influence de l'effet d'ailette et de la convection naturelle sur la durée de la fusion	108
Figure 4.15.	Photos du front de solidification de la paraffine, décharge	109
Figure 4.16.	Mesure de la température de la sole, dans les cartouches, décharge	110
Figure 4.17.	Mesure de la température à proximité de la sole, décharge	111
Figure 4.18.	Mesure de la température à 125 mm de hauteur, décharge	111
Figure 4.19.	Mesure de la température à 250 mm de hauteur, décharge	112
Figure 4.20.	Fuite de carbonate de lithium en dehors du banc expérimental.....	114
Figure 4.21.	Comparaison de la direction du flux de chaleur radial dans un nid d'abeilles et dans des tubes tangents	116
Figure 4.22.	Arrangement compact de 7 tubes formant le motif élémentaire hexagonal du TES	116
Figure 4.23.	Motif étudié au centre, entouré d'autres motifs élémentaires et d'une cuve	117
Figure 4.24.	Durée de décharge en fonction des dimensions de la cellule d'étude, avec une densité de flux extraite de 125 kW/m ²	120
Figure 4.25.	Taux de solidification du PCM en fonction de la hauteur des tubes.....	120
Figure 4.26.	Efficacité énergétique du TES de décharge en fonction de la hauteur des tubes.....	121
Figure 4.27.	Répartition de l'énergie stockée dans le motif élémentaire	122
Figure 4.28.	Banc d'essai complet, schéma et photo (côtes en Annexe 7)	124
Figure 4.29.	Position des thermocouples dans le banc d'essai	125
Figure 4.30.	Débitmètre massif installé en amont de la nourrice d'alimentation en air	126
Figure 4.31.	Pertes thermiques du banc d'essai mesurées en fonction de la température de sole	128
Figure 4.32.	Mesure de la température en régime permanent, sole de 600°C à 800°C.....	129
Figure 4.33.	Mesure de la température autour de la sole, charge	130
Figure 4.34.	Mesure de la température dans le PCM, charge.....	131
Figure 4.35.	Vitesse de croissance de la température dans le PCM, charge	132
Figure 4.36.	Mesure de la température du tube de cuivre, charge.....	133
Figure 4.37.	Comparaison de la température du tube et du PCM à 2 cm de hauteur, charge	134
Figure 4.38.	Répartition de l'énergie chargée dans le banc d'essai	135
Figure 4.39.	Début du refroidissement du banc d'essai, sortie du régime permanent	137
Figure 4.40.	Vue d'ensemble des températures lors du refroidissement du banc d'essai	138
Figure 4.41.	Zoom autour de la solidification du PCM entre 600 et 800°C	138
Figure 4.42.	Mesure de la température de l'air à l'entrée et à la sortie, décharge	139
Figure 4.43.	Mesure de la température de la sole à plusieurs endroits, décharge	139
Figure 4.44.	Vitesse de refroidissement à l'interface entre la sole et le TES.....	140
Figure 4.45.	Mesure de la température du PCM, décharge	140
Figure 4.46.	Vitesse de refroidissement dans le PCM	141
Figure 4.47.	Mesure de la température de la matrice cuivre, décharge	141
Figure 4.48.	Vitesse de refroidissement dans les tubes de la matrice métallique.....	142
Figure 4.49.	Comparaison de la température du tube et du PCM à 2 cm de hauteur, décharge	143
Figure 4.50.	Mesure de la température au niveau du PCM et du couvercle, décharge	144
Figure 4.51.	Température de l'air considérée pour simuler le refroidissement du banc	145
Figure 4.52.	Densité de flux de refroidissement du banc d'essai en fonction du temps	146
Chapitre 5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux.....		149
Figure 5.1.	Représentation géométrique de la cellule d'étude du banc expérimental, charge.....	153
Figure 5.2.	Comparaison de la forme du front de fusion, charge.....	154
Figure 5.3.	Zoom sur les cellules de convection simulées à t = 8000 s.....	155
Figure 5.4.	Evolution de la fraction de liquide, charge.....	156
Figure 5.5.	Profil de vitesses axiales (convection naturelle) le long d'une horizontale à 10 cm de hauteur dans la cellule d'étude	156
Figure 5.6.	Comparaison : température de la sole, charge	157

Figure 5.7.	Comparaison : température du PCM proche de la sole, charge	157
Figure 5.8.	Comparaison : température du PCM à 125 mm de hauteur, charge.....	158
Figure 5.9.	Comparaison : température du PCM à 250 mm de hauteur, charge.....	158
Figure 5.10.	Représentation géométrique de la cellule d'étude du banc expérimental, décharge.....	160
Figure 5.11.	Comparaison de la forme du front de solidification, décharge	161
Figure 5.12.	Evolution de la fraction de liquide, décharge	161
Figure 5.13.	Comparaison : température de la sole, décharge	162
Figure 5.14.	Comparaison : température du PCM proche de la sole, décharge	162
Figure 5.15.	Comparaison : température du PCM à 125 mm de hauteur, décharge.....	162
Figure 5.16.	Comparaison : température du PCM à 250 mm de hauteur, décharge.....	163
Figure 5.18.	Comparaison : température de l'interface sole/TES, chauffage du banc d'essai.....	166
Figure 5.19.	Comparaison : température du PCM à 1 et 2 cm de hauteur, chauffage du banc d'essai	166
Figure 5.20.	Comparaison : température du tube de cuivre, chauffage du banc d'essai	167
Figure 5.21.	Comparaison : écart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM (TC1) et le tube (TC9), chauffage du banc d'essai.....	168
Figure 5.22.	Comparaison : écart de température axial dans le PCM entre à 1 cm (TC3) et 2 cm (TC1) de hauteur, chauffage du banc d'essai.....	168
Figure 5.23.	Comparaison : écart de température axial dans le tube entre à 2 cm (TC9) et 4 cm (TC12) de hauteur, chauffage du banc d'essai.....	168
Figure 5.24.	Comparaison : écart de température axial dans le tube entre la sole et 2 cm (TC9) de hauteur, chauffage du banc d'essai	169
Figure 5.25.	Propriétés thermophysiques des matériaux et géométrie 2D axisymétrique du modèle à structure en nid d'abeilles	171
Figure 5.26.	Comparaison : température de la sole et du PCM à 2 cm de hauteur, refroidissement du banc d'essai avec un flux linéaire de 380 à 220 kW/m ²	172
Figure 5.27.	Comparaison : température de la sole et du PCM à 2 cm de hauteur, refroidissement du banc d'essai à 120 kW/m ² constant	173
Figure 5.28.	Comparaison : écart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM et le tube (TC1 - TC9), refroidissement du banc d'essai.....	174
Figure 5.29.	Comparaison : écart de température axial dans le PCM entre 1 cm et 2 cm de hauteur (TC3 – TC1), refroidissement du banc d'essai.....	174
Figure 5.30.	Comparaison : écart de température axial dans le tube entre 2 cm et 4 cm de hauteur (TC12 – TC9), refroidissement du banc d'essai.....	175
Figure 5.31.	Comparaison : écart de température axial dans le tube entre la sole et le tube à 2 cm de hauteur (TC9 – TC interface), refroidissement du banc d'essai	175
Figure 5.32.	Mesure de la température du PCM à 2 cm et de celle du couvercle, refroidissement du banc d'essai	177
Figure 5.33.	Mesure de la température dans l'isolant à 10 cm du banc, refroidissement du banc.....	177
Figure 5.34.	Schéma pour le calcul du flux maximal transmis de l'isolant vers le banc par conduction.....	178
Figure 5.35.	Propriétés thermophysiques des matériaux et géométrie 2D axisymétrique du modèle à structure en nid d'abeilles avec décollement du tube de cuivre	179
Figure 5.36.	Comparaison : température au niveau de la sole, refroidissement avec décollement du tube de cuivre.....	180
Figure 5.37.	Comparaison : température dans le PCM, refroidissement avec décollement du tube de cuivre	181
Figure 5.38.	Comparaison : température du tube de cuivre, refroidissement avec décollement du tube de cuivre	182
Figure 5.39.	Ecart de température radial à 2 cm de hauteur entre le PCM et le tube (TC1 - TC9) avec décollement, refroidissement du banc d'essai	183
Figure 5.40.	Ecart de température axial entre la sole et le tube de cuivre à 2 cm de hauteur (TC9 – TC interface) avec décollement, refroidissement du banc d'essai.....	183
Figure 5.41.	Température du PCM simulé avec décollement du tube, chauffage du banc d'essai	184
Figure 5.42.	Comparaison de l'évolution des températures de l'interface sole/TES et du PCM avec contact parfait ou non idéal du tube sur la sole	185
Figure 5.43.	Comparaison de l'évolution de l'efficacité énergétique de décharge avec contact parfait ou non idéal du tube sur la sole	186
Figure 5.44.	Comparaison de la distribution de la température à t = 180 s	187
Figure 5.45.	Comparaison de la distribution de la température à t = 600 s	187
Figure 5.46.	Comparaison de la distribution de la température à t = 1080 s	188
Figure 5.47.	Evolution des flux dans le sens radial et axial au cours du temps	189
Figure 5.48.	Géométrie 1D pour simuler le comportement équivalent du TES.....	190
Figure 5.49.	Comparaison entre le modèle de référence et le modèle équivalent du TES, évolution des températures	192
Figure 5.50.	Comparaison entre le modèle de référence et le modèle équivalent du TES, évolution de la fraction de liquide	193
Chapitre 6 : Approche conceptuelle du récepteur-stockeur.....		197
Figure 6.1.	Représentation schématique du modèle thermique de l'absorbeur (températures à gauche, et puissances à droite)	200
Figure 6.2.	Fonctionnement du modèle à un instant t.....	203
Figure 6.3.	Température du module absorbeur sous flux au 1 ^{er} étage et au 2 ^{ème} étage	203
Figure 6.4.	Puissance du module absorbeur sous flux au 1 ^{er} étage et au 2 ^{ème} étage.....	204
Figure 6.5.	Température lors du refroidissement de l'absorbeur au 1 ^{er} étage et au 2 ^{ème} étage	205
Figure 6.6.	Puissance lors du refroidissement de l'absorbeur au 1 ^{er} étage et au 2 ^{ème} étage.....	205
Figure 6.7.	Représentation schématique du modèle thermique de l'absorbeur-stockeur.....	207
Figure 6.8.	Fonctionnement du modèle à un instant t.....	209

Figure 6.9.	Evolution des températures du module absorbeur sous flux au 1 ^{er} étage et 2 ^{ème} étage.....	210
Figure 6.10.	Evolution des puissances du module absorbeur sous flux au 1 ^{er} étage et au 2 ^{ème} étage.....	210
Figure 6.11.	Températures lors du refroidissement de l'absorbeur-stockeur au 1 ^{er} et au 2 ^{ème} étage.....	211
Figure 6.12.	Puissance transférée à l'air lors du refroidissement de l'absorbeur-stockeur au 1 ^{er} et au 2 ^{ème} étage.....	212
Figure 6.13.	Amélioration de la durée de refroidissement de l'air grâce au stockage	213
Figure 6.14.	Température de fusion du mélange eutectique $\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{SO}_4$	215
Figure 6.15.	Dessins en 3D du module absorbeur-stockeur Mini-Pégase	216

Liste des tableaux

Chapitre 1 : Conception avancée du récepteur solaire à air pressurisé Mini-Pégase.....	1
Tableau 1.1. Caractéristiques nominales de fonctionnement des deux étages du récepteur	12
Tableau 1.2. Dimensions des conduits et des inserts hélicoïdaux	13
Tableau 1.3. Conditions expérimentales des essais retenus.....	14
Tableau 1.4. Propriétés thermophysiques des matériaux utilisés dans le modèle	20
Tableau 1.5. Débit d'air dans les conduits du module en fonction du nombre de conduits	21
Tableau 1.6. Densités de flux considérées sur les parois éclairées de la géométrie	25
Chapitre 2 : Problématique du stockage thermique associé au récepteur solaire	31
Tableau 2.1. Mécanismes et facteurs de vieillissement d'un absorbeur solaire (Boubault 2013)	34
Tableau 2.2. Matériaux pour le stockage thermique à chaleur sensible (Gil 2010)	37
Tableau 2.3. Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente (Gil 2010).....	39
Tableau 2.4. Propriétés thermophysiques de la paraffine	44
Tableau 2.5. Température de fusion du carbonate de lithium	45
Tableau 2.6. Chaleur latente de fusion du carbonate de lithium	47
Tableau 2.7. Viscosité dynamique du carbonate de lithium	47
Tableau 2.8. Tension de surface du carbonate de lithium	48
Tableau 2.9. Dilatation thermique du carbonate de lithium.....	48
Tableau 2.10. Propriétés thermophysiques retenues du carbonate de lithium.....	48
Tableau 2.11. Pourcentage massique d'espèce en présence dans les deux simulations effectuées	49
Chapitre 3 : Modélisation numérique du stockage à chaleur latente	61
Tableau 3.1. Valeurs de f_l et de df_l/dt dans le cas de la fusion en fonction de T	70
Tableau 3.2. Valeurs de f_l et de df_l/dt dans le cas de la solidification en fonction de T	71
Tableau 3.3. Choix des conditions limites selon le type de module pré-conditionné	73
Tableau 3.4. Choix des conditions initiales selon le type de module pré-conditionné	73
Tableau 3.5. Dimension de la géométrie de référence	78
Tableau 3.6. Durée caractéristique pour que la température de la sole passe de 600 à 800°C.....	87
Tableau 3.7. Taux de fusion à la fin de la charge : pourcentage de PCM devenu liquide	87
Tableau 3.8. Efficacité énergétique de charge*	88
Tableau 3.9. Part d'énergie stockée sous forme latente : indicateur (violet) et simulée (bleu).....	90
Chapitre 4 : Approche expérimentale du stockage à chaleur latente.....	93
Tableau 4.1. Calcul de la densité de flux de chaleur extraite le long des ailettes, décharge.....	112
Tableau 4.2. Tableau récapitulatif des expériences à basse température (paraffine 53°C).....	113
Tableau 4.3. Modification du taux massique de PCM dans le TES avec une cuve plus épaisse (recommandations usinage)	118
Tableau 4.4. Hauteurs minimales du TES à considérer pour l'étude numérique	119
Tableau 4.5. Mesure du débit massique d'air à plusieurs niveaux de température	145
Tableau 4.6. Propriétés thermophysiques de l'air (source : NIST standard reference database)	145
Chapitre 5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux.....	149
Tableau 5.1. Condition initiales et limites.....	190
Tableau 5.2. Calcul des propriétés thermophysiques du TES équivalent.....	191
Chapitre 6 : Approche conceptuelle du récepteur-stockeur.....	197
Tableau 6.1. Listes des relations du modèle thermique du module absorbeur	201
Tableau 6.2. Conditions initiales du modèle thermique de l'absorbeur	202
Tableau 6.3. Propriétés thermophysiques du cuivre et de l'isolant.....	202
Tableau 6.4. Propriétés thermophysiques de l'air (source : NIST standard reference database)	202
Tableau 6.5. Valeurs caractéristiques de la charge de l'absorbeur sans stockage	204
Tableau 6.6. Listes des relations du modèle thermique du module absorbeur-stockeur	208
Tableau 6.7. Propriétés thermophysiques du stockage thermique équivalent	209
Tableau 6.8. Valeurs caractéristiques de la chauffe de l'absorbeur-stockeur.....	211
Tableau 6.9. Valeurs caractéristiques de l'absorbeur avec stockage	213
Tableau 6.10. Exemple de mélanges eutectiques de carbonates (Cardenas <i>et al.</i> 2013)	214

Résumé - Abstract



Le récepteur d'une centrale solaire à tour est l'élément clé de la conversion du rayonnement en chaleur. Dans le cadre de la thèse, il s'agit d'un récepteur métallique dans une centrale de type HSGT (Turbine hybride solaire gaz) refroidi par air pressurisé. En condition normale de fonctionnement, le récepteur chauffe l'air de 350 à 750°C. La température de l'air en sortie chute à 400°C en moins de 15 minutes si le soleil est masqué, par un nuage par exemple. L'objectif est de maintenir la température de l'air en sortie supérieure à 600°C durant 15 minutes sans ensoleillement. Pour parvenir à cet objectif, un stockage thermique intégré au récepteur est envisagé. Parallèlement le stockage de chaleur doit prolonger la durée de vie du récepteur en lui évitant de subir d'intenses chocs thermiques.

L'étude porte sur la zone la plus chaude du récepteur, atteignant 800°C. Lorsque le soleil brille (le récepteur est insolé), une partie de la chaleur est stockée dans un matériau qui passe de l'état solide à liquide. Cette chaleur est restituée au récepteur lors de la transformation inverse (liquide à solide) si le soleil est masqué. Les variations de la température du récepteur sont ainsi plus douces et le récepteur est épargné des chocs thermiques. L'utilisation d'un matériau à changement de phase tel que le carbonate de lithium (fusion à 723°C) réduit le volume et la masse du stockage installé directement à l'arrière du récepteur. Ce matériau stocke une grande quantité de chaleur sur une gamme de température peu étendue. Cependant les matériaux à changement de phase ne permettent pas de transférer la chaleur rapidement à cause de leur faible conductivité thermique. C'est la raison pour laquelle l'intensification de ces transferts est étudiée.

La mise en place d'ailettes en cuivre à l'intérieur du stockage améliore les transferts de chaleur, grâce à la conductivité thermique élevée du métal. Un modèle numérique représentatif du comportement thermique du stockage est développé. Le travail de conception du stockage aboutit à la fabrication d'un banc expérimental. Les résultats obtenus sont comparés au modèle afin de le critiquer. Les conclusions permettent d'envisager la conception d'un stockage thermique de protection à l'échelle du récepteur.



The thesis deals with the problem of thermal inertia and life time of the solar receiver of a Concentrated Solar Power tower plant. A specific attention is paid to the situation of HSGT (Hybridized Solar Gas Turbine) systems using pressurized air as HTF (Heat Transfer Fluid). The intermittence of solar radiation, mainly resulting from cloudy events, causes important temperature fluctuations that contribute to the premature aging. Therefore, a Thermal Energy Storage (TES) is developed for the protection of the receiver. The design focuses on the high temperature section of the receiver. As a consequence of the elevation of temperature in this stage, the expected temperature of the receiver ranges between 600°C and 800°C. Once the receiver is no longer irradiated, the temperature of the outlet air of the receiver, which is 750°C at designed point, decreases below 400°C in less than 15 minutes. The objective is to integrate the TES into the solar receiver to maintain this air temperature higher than 600°C after 15 minutes of discharge.

A low capacity TES is targeted. Besides, the storage should enhance the lifetime of the receiver during the operation, by avoiding temperature drops. A test bench is designed based on a technology using both Phase Change Material (PCM) and metallic fins in order to enhance charge and discharge power of the storage unit. The selected metal is copper, because of its great thermal conductivity. The thermal storage medium must operate in the range 600°C – 800°C. The lithium carbonate has been selected mainly because of its phase change temperature, 723°C. A numerical model is developed in order to help the design of the test bench and compare experimental results. The conclusions lead to one-scale design of the thermal storage integrated to the solar receiver.